

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**ESTUDIO DE VARIAS  
CONFIGURACIONES DE PLANTAS  
TERMOSOLARES CON  
TECNOLOGÍA DE RECEPTOR  
CENTRAL Y DISEÑO DE UNA  
CENTRAL CON CONFIGURACIÓN  
MULTITORRE**



**Departamento de Ingeniería Térmica Y Fluidos**

**Curso 2013-2014**

Autor: Rubén Herrero Núñez

Tutor: Antonio Acosta Iborra





## Resumen/Abstract

El presente trabajo fin de grado tiene como objetivo el diseño de una central de concentración con tecnología multitorre que opera con sales fundidas y dispone de almacenamiento térmico. Se realizará un análisis de las distintas configuraciones en función de la extensión del campo solar, del número de receptores y del número de paneles por receptor.

La realización de los cálculos se ha llevado a cabo con la ayuda del software matemático MATLAB R2010a. Los distintos códigos y funciones desarrollados en el trabajo permiten la obtención de los gastos máxicos que circulan por los receptores, la temperatura que alcanzan las sales fundidas y la que soporta la superficie exterior de los tubos de forma horaria. También se calcula la distribución de los heliostatos en el terreno seleccionado y las eficiencias de los mismos.

A partir de los datos de radiación y meteorológicos del lugar seleccionado para la central, en la localidad de La Luisiana, Andalucía, se ha calculado el rendimiento total, en función de los rendimientos ópticos, el rendimiento del receptor, el rendimiento del ciclo de potencia y el rendimiento de pérdidas por calor involucrados, así como la producción energética diaria, mensual y anual de la central. Por último, se ha realizado un análisis de ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub> en comparación con una central de ciclo combinado y se ha obtenido un valor estimado del coste de producción de la energía eléctrica.

*The present final thesis aims to design a concentration solar power plant with multitower technology that operates with molten salt and with a thermal storage system. An analysis of different layouts involving solar field extension, number of receivers and panels in each side of them, will be developed.*

*To perform the calculations it has been used the mathematical software MATLAB R2010a. Computer codes and functions allow to obtain the mass flow through the receivers, the temperature that reach the molten salt and the temperature born by the external surface of the tubes in an hour basis. Furthermore, the distribution of the heliostats on the selected field extension and the optical efficiency of them are calculated.*

*From radiation and meteorological information of the selected place for the power plant, in La Luisiana town, located in Andalucia, the calculation of the total efficiency is based on optical, receiver, power cycle and loss of heat efficiencies involved, as well as the daily, monthly and annual electricity production. Finally, an analysis of the environmental impact of the operation of the plant in the place selected is done, comparing the results with a combined cycle plant. Then, the electricity cost of production is calculated.*





# Índice de contenidos

Índice de figuras .....	9
Índice de tablas .....	17
TEMA 1: INTRODUCCIÓN .....	23
1.1 Contexto y motivación del trabajo .....	23
1.1.1 Energías renovables.....	26
1.1.3 Mix energético español .....	39
1.1.4 Futuro de las energías renovables en España .....	40
1.2 Objetivos del trabajo .....	42
1.3 Metodología .....	44
1.4 Fuentes bibliográficas .....	45
TEMA 2: EL RECURSO SOLAR .....	47
2.1 La radiación .....	47
2.1.1 Conceptos fundamentales.....	47
2.1.2 La radiación solar .....	49
2.2 Sistemas de captación de la radiación solar .....	52
2.2.1 Colectores estacionarios .....	52
2.2.2 Colectores concentradores.....	56
2.2.3 Características principales de las tecnologías solares .....	65
2.3 Aplicaciones de la energía solar en plantas de potencia .....	67
2.3.1 Centrales termosolares de receptor cilindro parabólico .....	68
2.3.2 Centrales termosolares de concentradores lineales de Fresnel.....	71
2.3.3 Centrales termosolares de discos parabólicos o discos Stirling .....	73
2.3.4 Centrales termosolares de receptor central o torre de potencia.....	74
TEMA 3: EL CAMPO DE HELIOSTATOS .....	83
3.1 Conceptos fundamentales .....	83
3.1.1 Definición y tipos de configuraciones empleadas.....	83
3.1.2 Diseño del campo de heliostatos .....	87
3.2 Eficiencia óptica .....	88
3.2.1 Distribución de los heliostatos y las torres.....	91
3.2.2 Seguimiento solar.....	96
3.2.3 Efecto coseno .....	100



3.3 Potencia térmica de los heliostatos .....	104
TEMA 4: DISEÑO DEL RECEPTOR CENTRAL .....	107
4.1 Tipos de receptores centrales .....	107
4.2 Modelo termodinámico del receptor .....	115
4.3 Sistema de almacenamiento de sales fundidas .....	129
4.4 Método de cálculo .....	133
TEMA 5: CICLO DE VAPOR .....	137
5.1.1 Ciclo básico de Rankine .....	137
5.1.2 Otras configuraciones .....	142
5.3 Diseño del generador de vapor .....	151
5.3.3 Sobrecalentador .....	163
5.3.4 Pérdidas de presión .....	164
TEMA 6: RESULTADOS .....	167
6.2 Casos a estudiar .....	172
6.2.1 Grupo de casos principales y secuencia de estudio .....	172
6.2.2 Grupo de casos secundarios y secuencia de estudio .....	173
6.3 Diseño de una central termosolar con configuración multitorre .....	175
6.3.1 Selección de la configuración empleada .....	175
6.3.2 Comparación de la configuración elegida con otra equivalente que dispone de heliostatos rodeando a cada torre .....	182
6.3.3 Análisis térmico de la central .....	186
6.3.4 Diseño de los tanques de almacenamiento de sales fundidas .....	196
6.3.5 Diseño del conjunto generador de vapor .....	197
6.3.6 Producción energética de la central .....	203
6.3.7 Ahorro de emisiones de CO <sub>2</sub> .....	207
6.3.8 Análisis económico de la central .....	209
6.4 Análisis preliminar del efecto del tamaño del campo de heliostatos .....	216
6.4.1 Estudio de la evolución de la temperatura de tubo con el número de receptores y el tamaño del campo solar .....	217
6.4.2 Estudio de la evolución del rendimiento total anual con el número de receptores y el tamaño del campo solar .....	218
6.4.3 Estudio de la evolución del rendimiento total anual con el número de receptores y el tamaño del campo solar .....	220



---

TEMA 7: CONCLUSIONES .....	223
7.1 Resumen de los principales resultados .....	223
7.2 Conclusiones principales .....	234
7.3 Coste del proyecto .....	235
7.4 Crítica a los resultados .....	236
7.5 Líneas futuras.....	237
BIBLIOGRAFÍA .....	239
ANEXO 1. Diagrama psicrométrico .....	247
ANEXO 2. Gráficas intercambiadores .....	248
ANEXO 3. Gráficas pérdidas secundarias .....	249
ANEXO 4. Códigos Matlab.....	250







# Índice de figuras

Figura 1 . Consumo energético mundial por combustibles. Fuente: British Petroleum, 2014. ....	24
Figura 2. Actividades humanas que generan emisiones de gases de efecto invernadero (imagen de la izquierda). Emisiones de CO <sub>2</sub> a causa de la combustión de combustibles fósiles (imagen de la derecha). Fuente: AIE, CO <sub>2</sub> emissions from fuel combustion, 2013. ....	25
Figura 3. Porcentaje del total de la energía demandada ocupada por las energías renovables, situación actual y previsible crecimiento. Fuente: Agencia Internacional de la Energía (AIE), World energy Outlook 2013. ....	25
Figura 4. Partes que componen un aerogenerador. Fuente: Renovables-Energía, 2009. 27	
Figura 5. Potencia eólica instalada según países a finales del 2013. Fuente: Global Wind Energy Council, 2013. ....	28
Figura 6. Turbina Francis (imagen izquierda). Fuente: NPTEL. Turbina Kaplan (imagen derecha). Fuente: Wikipedia, turbina Kaplan, 2014. ....	30
Figura 7. Turbina Pelton. Fuente: Renewables made in Germany. ....	30
Figura 8. Central hidroeléctrica de las Tres Gargantas, en china. Fuente: Fieras de la ingeniería, 2013. ....	31
Figura 9. Esquema de funcionamiento de un dispositivo de columna de agua oscilante. Fuente: Kalogirou, 2013. ....	36
Figura 10. Sistema oscilante rotacional (imagen izquierda). Fuente: Follos, 2013. Dispositivo generador de electricidad instalado en una boya (imagen derecha). Fuente: Oregon State University, 2014. ....	36
Figura 11. Esquema del funcionamiento de una estructura Wave Dragon. Fuente: Follos, 2013. ....	37
Figura 12. Maqueta que muestra el funcionamiento de un sistema Oyster real. Fuente: Follos, 2013. ....	37
Figura 13. Esquema de funcionamiento de un generador de corriente de marea. Fuente: Kalogirou, 2013. ....	38
Figura 14. Esquema de la generación de electricidad en España, mes de Julio de 2014 y acumulado del año. Fuente: REE, 2014. ....	39



Figura 15. Cobertura de la demanda de energía eléctrica peninsular del año 2013. Fuente: REE, 2014.....	40
Figura 16. Espectro electromagnético. Fuente: Incropera y DeWitt, 1999. ....	48
Figura 17. Evolución de la radiación extraterrestre a lo largo del año. Fuente: Kalogirou, 2013. ....	49
Figura 18. Distribución espectral de la radiación solar que alcanza la Tierra. Fuente: Duffie y Beckman, 2013.....	50
Figura 19. Tipos de radiación solar que alcanzan la superficie terrestre. Fuente: Pacco, 2008. ....	51
Figura 20. Esquema composición de la radiación. Fuente: Fazilita energías renovables. ....	51
Figura 21. Elementos de un colector solar plano. Fuente: Seenergy Mexico. ....	53
Figura 22. Estructura de un colector parabólico compuesto. Fuente: Teknosol ecoingeniería.....	54
Figura 23. Detalle de un tubo de vacío con reflector parabólico. Fuente: Teknosol ecoingeniería.....	55
Figura 24. Esquema de funcionamiento de un tubo de calor o heat pipe. Fuente: volker-quaschnig. ....	55
Figura 25. Ejemplo de una instalación de colectores de tubo de vacío convencional. Fuente: Cris Energía Solar.....	56
Figura 26. Esquema de funcionamiento de un sistema de colectores cilindros parabólicos. Fuente: Ecovive, 2009.....	58
Figura 27. Componentes de un tubo absorbedor. Fuente: Renewable Engineering, 2011. ....	59
Figura 28. Sistema de seguimiento de un único eje con orientación de los concentradores en la dirección Norte-Sur. Fuente: Cambio energético. ....	59
Figura 29. Esquema de funcionamiento de un colector de lentes Fresnel. Fuente: Kalogirou, 2013. ....	60
Figura 30. Esquema de funcionamiento de un sistema de concentradores lineales Fresnel. Fuente: Ecovive, 2009. ....	60



Figura 31. Sistema de tubo receptor con reflector secundario aislado. Fuente: Feldhoff, J.F. 2012. ....	61
Figura 32. Sistema de tubo receptor de vacío con reflector secundario. Fuente: Feldhoff, J.F. 2012. ....	61
Figura 33. Receptor de cavidad con tubos paralelos. Fuente: Feldhoff, J.F. 2012.....	62
Figura 34. Disco parabólico de espejos (imagen izquierda). Fuente: Protermosolar. Disco parabólico de membrana tensionada (imagen derecha). Fuente: PSA, Ciemat.....	63
Figura 35. Receptor de tubos de tipo <i>solo-solar</i> asociado a un motor Stirling. Fuente: Wordpress, 2009.....	63
Figura 36. Sistema de seguimiento de dos ejes implantado en los heliostatos. Fuente: Linak.....	64
Figura 37. Ejemplo de torre única de más de 100 m. Fuente: Ecovive, 2009. ....	65
Figura 38. Diagrama de los principales componentes de una planta termosolar. Fuente: Kalogirou, 2013.....	67
Figura 39. Diagrama de un sistema de integración solar en ciclo combinado. Fuente: Kalogirou, 2013.....	69
Figura 40. Complejo SEGS centrales termosolares III-VII. Fuente: Hoffman, 2008. ....	70
Figura 41. Planta termosolar Solarmundo de tecnología Fresnel situada en Bélgica (imagen izquierda). Planta termosolar Augustin Fresnel I en Francia. Fuente: Feldhoff, 2012. ....	71
Figura 42. Esquema de un ciclo Brayton abierto (imagen izquierda) y de un ciclo Brayton cerrado (imagen derecha). Fuente: apuntes de máquinas y centrales térmicas.	74
Figura 43. Esquema de una central híbrida de receptor central y ciclo combinado. Fuente: Dufour, 2011.....	75
Figura 44. Esquema de funcionamiento de una central de receptor central con sistema de almacenamiento de sales fundidas. Fuente: Ortega y otros, 2008.....	76
Figura 45. Esquema de un ciclo Rankine tradicional y diagrama T-s. Fuente: Departamento de máquinas y centrales térmicas, 2013.....	76
Figura 46. Vista aérea de las centrales PS10, más al fondo, y PS20, en Sevilla. Fuente: Abengoa Solar, 2009. ....	78
Figura 47. Vista aérea de la central Gemasolar. Fuente: Torresol energy.....	79



Figura 48. Central termosolar Jülich situada en Alemania. Fuente: Kalogirou, 2013. ...	80
Figura 49. Central termosolar Sierra Sun Tower en California. Fuente: eSolar. ....	80
Figura 50. Vista aérea de Ivanpah en el desierto de Mojave, California. Fuente: Wikipedia. ....	81
Figura 51. Configuraciones norte del campo de heliostatos relativo a un receptor con una única cavidad (imagen izquierda) o con tres (imagen derecha). Fuente: NSPOC, Nevada Solar Plants Optimization Code. ....	84
Figura 52. Configuración de un campo de heliostatos circular con desplazamiento del receptor hacia el Sur. Fuente: NSPOC, Nevada Solar Plants Optimization Code. ....	85
Figura 53. Configuración de un campo con distribución filotaxis. Fuente: Patentados. ....	85
Figura 54. Campo de heliostatos de la central Sierra Sun Tower (imagen izquierda). Fuente: Woody, T. 2009. Ejemplo de campo de heliostatos empleado para calcular la mejora de eficiencia óptica de una central multitorre (imagen derecha). Fuente: Danielli, A. 2011. ....	86
Figura 55. Sistema de referencia empleado y factores que componen la eficiencia óptica. Fuente: Collado y Guallar, 2012.....	88
Figura 56. Campo de heliostatos de 10.000 m <sup>2</sup> con cuatro torres eliminando los espejos que las rodean. Fuente: elaboración propia. ....	93
Figura 57. Campo de heliostatos de 10.000 m <sup>2</sup> con cuatro torres. Fuente: elaboración propia. ....	94
Figura 58. Representación en 2-D de los vectores t, para un campo de 10.000 m <sup>2</sup> con cuatro torres, sin los heliostatos que rodean a las mismas, para un día de Junio a las 10:00 horas. Fuente: elaboración propia.....	95
Figura 59. Representación en 3-D de los vectores t, para un campo de 360 m <sup>2</sup> con una sola torre. Fuente: elaboración propia. ....	95
Figura 60. Representación del ángulo de declinación y horario. Fuente: Kalogirou, 2013. ....	97
Figura 61. Representación de los ángulos de la altura solar y cenital. Fuente: Kalogirou, 2013. ....	98
Figura 62. Representación en 2-D (proyección horizontal) de los vectores s, para un campo de 10.000 m <sup>2</sup> con cuatro torres, sin los heliostatos que rodean a las mismas, para un día de Junio a las 10:00 horas. Fuente: elaboración propia. ....	99

Figura 63. Representación en 3-D de los vectores $s$ , para un campo de $360 \text{ m}^2$ con una sola torre. Fuente: elaboración propia. ....	100
Figura 64. Representación de la eficiencia óptica de los heliostatos de un campo de $10.000 \text{ m}^2$ con cuatro torres, sin los espejos que rodean a las mismas, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia. ....	101
Figura 65. Representación de la torre objetivo de cada heliostato de un campo de $10.000 \text{ m}^2$ con cuatro torres, sin los espejos que rodean a las mismas, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia. ....	102
Figura 66. Representación en 2-D de los vectores $s$ y $t$ , para un campo de $10.000 \text{ m}^2$ con cuatro torres, sin los heliostatos que rodean a las mismas, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia. ....	102
Figura 67. Representación de la eficiencia óptica de cada heliostato de un campo de $10.000 \text{ m}^2$ con un único receptor central, sin los espejos que rodean al mismo, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia. ....	103
Figura 68. Representación en 2-D de los vectores $s$ y $t$ , para un campo de $10.000 \text{ m}^2$ con un único receptor central, sin los heliostatos que rodean al mismo, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia. ....	103
Figura 69. Representación de la potencia térmica emitida por cada heliostato de un campo de $10.000 \text{ m}^2$ con cuatro torres, sin los espejos que rodean al mismo, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia. ....	105
Figura 70. Representación de la potencia térmica emitida por cada heliostato de un campo de $10.000 \text{ m}^2$ con un único receptor central, sin los espejos que rodean al mismo, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia. ....	105
Figura 71. Ejemplo de receptor exterior similar al instalado en Gemasolar. Fuente: Lata y otros, 2008. ....	108
Figura 72. Ejemplo de receptor de cavidad. Fuente: Power from the Sun. ....	109
Figura 73. Ejemplo de receptor volumétrico, las flechas indican el camino recorrido por el aire. Fuente: apuntes energías renovables. ....	109
Figura 74. Ejemplo de receptor de lecho fluido. Fuente: apuntes energías renovables	110
Figura 75. Esquema del recorrido que realizan las sales fundidas en un receptor con más de un panel por lado. Fuente: Joga, 2012. ....	112
Figura 76. Modos de transferencia de calor surgidos en el proceso de conversión de la radiación incidente en calor. Fuente: Singer y otros, 2010. ....	115



Figura 77. Configuración empleada en el análisis termodinámico del receptor. Fuente: apuntes sistemas térmicos.....	116
Figura 78. Circuito de resistencias térmicas de radiación con aporte de calor que modelan el receptor central. Fuente: Fernández, 2014.....	117
Figura 79. Sistema de almacenamiento térmico correspondiente a la central Gemasolar, en Sevilla. El número 1 refleja el tanque caliente, el 2 el tanque de sales frías, el 3 es el sistema de intercambio de calor y el 4 el bloque de potencia. Fuente: Dunn y otros...	129
Figura 80. Recorrido seguido por las sales fundidas a través de los distintos equipos, en una central termosolar de receptor central. Fuente: Dunn y otros, 2012.....	132
Figura 81. Esquema del método de cálculo empleado en la caracterización termodinámica del receptor. Fuente: elaboración propia. ....	133
Figura 82. Ejemplo de una central convencional de generación de electricidad. Fuente: Moran y Shapiro, 2004. ....	137
Figura 83. Diagrama T-s de un ciclo Rankine ideal (línea continua) y de un ciclo Rankine real (trazos discontinuos). Fuente: Moran y otro, 2004.....	138
Figura 84. Componentes y diagrama T-s de un ciclo de Rankine ideal con sobrecalentamiento y recalentamiento. Fuente: Moran y otro, 2004. ....	142
Figura 85. Ejemplos de calentadores cerrados, con drenaje hacia delante (izquierda) y hacia atrás (derecha). Fuente: Moran y otro, 2004. ....	144
Figura 86. Componentes y diagrama T-s de un ciclo regenerativo de vapor con calentador abierto. Fuente: Moran y otro, 2004. ....	144
Figura 87. Componentes y diagrama T-s de un ciclo regenerativo de vapor con calentador cerrado y drenaje hacia atrás. Fuente: Moran y otro, 2004.....	145
Figura 88. Componentes que conforman el ciclo de vapor. Fuente: elaboración propia. ....	147
Figura 89. Análisis de sensibilidad de la presión del generador de vapor. Fuente: elaboración propia. ....	149
Figura 90. Datos aportados por CyclePad a la salida de la turbina de baja presión. Fuente: elaboración propia. ....	149
Figura 91. Diagrama T-s aproximado del ciclo empleado. Fuente: Wikipedia, 2014..	150
Figura 92. Componentes fundamentales de un intercambiador de tubo-carcasa. Fuente: Wikipedia, intercambiador de calor de carcasa y tubos. ....	151



Figura 93. Temperaturas de los fluidos que recorren el sistema generador de vapor. Fuente: elaboración propia. ....	153
Figura 94. Temperaturas empleadas en la definición de los parámetros R y P. Fuente: apuntes de transferencia de calor. ....	155
Figura 95. Disposición elegida para los tubos de los intercambiadores. Fuente: apuntes de sistemas térmicos. ....	155
Figura 96. Intercambiador tubo-carcasa empleado en una refinería. Fuente: Trime C.A. .....	156
Figura 97. Intercambiador de tubo-carcasa tipo Kettle. Fuente: adaptado de Wikipedia. .....	160
Figura 98 Imagen aérea del emplazamiento elegido para la central termosolar. Fuente: Google Maps. ....	168
Figura 99 . Ejemplo de obtención de la temperatura de bulbo húmedo de un diagrama psicrométrico. Fuente: adaptado de los apuntes de sistemas térmicos. ....	169
Figura 100 . Evolución de la temperatura exterior de tubo, con receptores de un solo panel por lado. Fuente: elaboración propia. ....	175
Figura 101. Evolución de la temperatura exterior de tubo para un campo de 500.000 m <sup>2</sup> y varias configuraciones de receptores. Fuente: elaboración propia. ....	176
Figura 102. Evolución del rendimiento total anual de la planta termosolar para las configuraciones térmicamente factibles de receptores. Fuente: elaboración propia. ...	179
Figura 103. Evolución del incremento del rendimiento total anual frente al incremento del número de receptores para las configuraciones térmicamente factibles. Fuente: elaboración propia. ....	180
Figura 104. Evolución del rendimiento total anual para un campo de 500.000 m <sup>2</sup> y varias configuraciones de receptores. Fuente: elaboración propia. ....	181
Figura 105. Disposición de los heliostatos y las torres en un campo de 500.000 m <sup>2</sup> . Fuente: elaboración propia. ....	185
Figura 106. Evolución de la temperatura exterior del tubo a las 12 hora solar, para cuatro días representativos de cada estación. Fuente: elaboración propia. ....	186
Figura 107. Evolución de la temperaturas las 12:00 hora solar, para cuatro días representativos de cada estación. Fuente: elaboración propia. ....	188





Figura 108. Gasto másico que se obtiene a las 12:00 hora solar, para cuatro días representativos de cada estación. Fuente: elaboración propia. ....	190
Figura 109. Temperatura de la superficie exterior de los tubos a distintas horas del día representativo del mes de abril. Fuente: elaboración propia. ....	192
Figura 110. Temperatura de salida de la sal de cada receptor, a distintas horas del día representativo del mes de abril. Fuente: elaboración propia. ....	194
Figura 111. Gasto másico que se obtiene a distintas horas, para el día representativo de abril. Fuente: elaboración propia. ....	195
Figura 112. Energía total captada por cada receptor, durante el día representativo de abril. Fuente: elaboración propia. ....	195
Figura 113. Evolución de las temperaturas de los fluidos en su recorrido a través del conjunto generador de vapor para el caso más exigido. Fuente: elaboración propia. ..	203
Figura 114. Producción energética del día tipo de cada mes, en kWh. Fuente: elaboración propia. ....	205
Figura 115. Coste fijo de cada sistema de la central en referencia al total. Fuente: elaboración propia. ....	213
Figura 116. Relación superficie reflejante frente al área del terreno para receptores con un panel por lado. Fuente: elaboración propia. ....	216
Figura 117. Temperatura exterior del tubo para distintas configuraciones con receptores con un panel por lado. Fuente: elaboración propia.....	217
Figura 118. Rendimiento total anual de distintas configuraciones de terreno para receptores con un panel por lado. Fuente: elaboración propia. ....	219
Figura 119. Cantidad de sal calentada para un día de abril para receptores con un panel por lado. Fuente: elaboración propia. ....	220
Figura 120. Recorrido de la sal a través de las torres que existen en el campo de heliostatos. Fuente: elaboración propia. ....	224
Figura 121. Temperatura de tubo máxima y evolución del rendimiento total anual, para el terreno seleccionado de 500.000 m <sup>2</sup> . Fuente: elaboración propia. ....	225
Figura 122. Energía producida mensualmente por la central multitorre diseñada. Fuente: elaboración propia. ....	230
Figura 123. Emisiones de CO <sub>2</sub> de las distintas centrales y ahorro que conlleva el empleo de la energía solar. Fuente: elaboración propia. ....	232





# Índice de tablas

Tabla 1. Potencia eólica instalada a finales del año 2013, desglosada para los diez países más importantes. Fuente: Global Wind Energy Council, 2013.....	28
Tabla 2 Características técnicas de los principales tipos de colectores. Fuente: Kalogirou, 2013. ....	66
Tabla 3. Características de las centrales que componen SEGS. Fuente: Kalogirou, 2013. ....	69
Tabla 4. Características técnicas y operativas de la central termosolar Solana en Arizona. Fuente: Power-Technology.....	70
Tabla 5. Características técnicas y operativas del complejo Andasol en Granada. Fuente: Protermosolar. ....	70
Tabla 6. Características técnicas y operativas de distintas centrales termosolares con tecnología de colectores lineales Fresnel. Fuente: Feldhoff, 2012 y Protermosolar. ....	72
Tabla 7. Características técnicas y operativas de distintas centrales termosolares de colectores lineales Fresnel en España. Fuente: Feldhoff, 2012. ....	72
Tabla 8. Características técnicas y operativas de las centrales termosolares de disco Stirling. Fuente: Protermosolar y CSP world. ....	73
Tabla 9. Características técnicas y operativas de las primeras centrales termosolares orientadas a la investigación. Fuente: SolarPaces. ....	77
Tabla 10. Características técnicas y operativas de las centrales termosolares de receptor central situadas en España. Fuente: Kalogirou, 2013 y Abengoa Solar. ....	78
Tabla 11. Características técnicas y operativas de las centrales termosolares de receptor central que operan en el mundo. Fuente: Protermosolar. ....	79
Tabla 12. Características técnicas y operativas de las centrales termosolares con tecnología de receptor central que se encuentran en construcción en el mundo. Fuente: Protermosolar. ....	82
Tabla 13. Características de los heliostatos empleados. Fuente: Danielli y otros, 2012.	92
Tabla 14. Evolución seguida por el ángulo de declinación a lo largo de un año. Fuente: Kalogirou, 2013. ....	96
Tabla 15. Características de los receptores empleados. Fuente: elaboración propia....	111



Tabla 16. Relación diámetro exterior de tubo a diámetro del receptor. Fuente: elaboración propia. ....	124
Tabla 17. Correlaciones empíricas empleadas en el cálculo de la convección forzada sobre un receptor central. Fuente: Siebers y Kraabel, 1984. ....	124
Tabla 18. Propiedades del aire a 350°C. Fuente: elaboración propia. ....	125
Tabla 19. Propiedades de las sales fundidas en los tanques de almacenamiento. Fuente: elaboración propia. ....	131
Tabla 20. Estimaciones iniciales de temperaturas en el primer receptor. Fuente: elaboración propia. ....	134
Tabla 21. Características operativas de los equipos que forman el ciclo de vapor. Fuente: elaboración propia. ....	148
Tabla 22. Propiedades del agua en distintas partes del ciclo. Fuente: elaboración propia. ....	148
Tabla 23. Propiedades del agua en todos los puntos del ciclo y rendimiento térmico. Fuente: elaboración propia. ....	150
Tabla 24. Características técnicas y operativas de los intercambiadores de calor. Fuente: elaboración propia. ....	156
Tabla 25. Velocidad del viento, temperatura ambiente y humedad relativa recogidos en la estación meteorológica cercana a la localidad de La Luisiana. Fuente: Agencia Andaluza de la Energía. ....	168
Tabla 26 Temperatura de bulbo húmedo obtenida del diagrama psicrométrico para el emplazamiento de la central. Fuente: elaboración propia. ....	169
Tabla 27 . Radiación directa medida en el lugar de instalación de la central, expresada en Wh/m <sup>2</sup> . Fuente: elaboración propia. ....	171
Tabla 28 . Grupo de casos a estudiar para obtener la configuración de la central termosolar. Fuente: elaboración propia. ....	172
Tabla 29. Grupo de casos a estudiar para obtener la evolución de distintos parámetros que caracterizan las centrales termosolares. Fuente: elaboración propia. ....	174
Tabla 30. Temperatura máxima alcanzada en la superficie exterior de los tubos, expresada en Kelvin, para las distintas configuraciones de 500.000 m <sup>2</sup> . Fuente: elaboración propia. ....	177



Tabla 31. Incremento del rendimiento total anual frente al incremento del número de receptores, expresado en (%receptor). Fuente: elaboración propia. ....	181
Tabla 32. Rendimiento total anual expresado en tanto por ciento. Fuente: elaboración propia. ....	182
Tabla 33. Comparación de parámetros empleados en la definición del rendimiento total para ambas configuraciones del campo de heliostatos. Fuente: elaboración propia. ...	183
Tabla 34. Comparación de parámetros empleados en la obtención de la potencia nominal de la central asociada a ambas configuraciones del campo de heliostatos. Fuente: elaboración propia. ....	185
Tabla 35. Temperatura exterior de los tubos de cada torre, a las 12 hora solar, para los días de enero, abril, julio y octubre, representativos de cada estación. Fuente: elaboración propia. ....	188
Tabla 36. Temperatura de la sal en cada torre, a las 12:00 hora solar, para los días de enero, abril, julio y octubre, representativos de cada estación. Fuente: elaboración propia. ....	189
Tabla 37. Gasto másico obtenido a las 12 hora solar, para los días de enero, abril, julio y octubre, representativos de cada estación del año. Fuente: elaboración propia. ....	190
Tabla 38. Temperatura de la superficie exterior de los tubos de cada receptor, a distintas horas de un día representativo de abril. Fuente: elaboración propia. ....	191
Tabla 39. Temperatura de salida de la sal de cada torre, a distintas horas del día representativo de abril. Fuente: elaboración propia.....	193
Tabla 40. Gasto másico obtenido a distintas horas del día representativo de abril. Fuente: elaboración propia. ....	194
Tabla 41. Energía captada por cada receptor, durante el día representativo de abril. Fuente: elaboración propia. ....	196
Tabla 42. Parámetros necesarios en la definición de las dimensiones de los tanques de almacenamiento de sales fundidas y valores de las mismas. Fuente: elaboración propia .....	197
Tabla 43. Parámetros característicos de los intercambiadores, para el día de diseño de abril. Fuente: elaboración propia. ....	198
Tabla 44. Pérdidas de carga en los intercambiadores y parámetros empleados en su obtención. Fuente: elaboración propia.....	199



Tabla 45. Gastos máxicos y pérdidas de carga en los intercambiadores junto con parámetros empleados en el cálculo de las mismas. Fuente: elaboración propia.....	200
Tabla 46. Calores específicos de los fluidos que circulan por los intercambiadores. Fuente: elaboración propia. ....	201
Tabla 47. Parámetros de diseño de los intercambiadores para un día de julio. Fuente: elaboración propia. ....	202
Tabla 48. Valores diarios de energía producida en la central, captada por la sal y suministrada por la caldera. Se presenta la diferencia relativa de producción diaria con respecto al caso nominal. Fuente: elaboración propia. ....	206
Tabla 49. Energía primaria del combustible consumido en la caldera y cantidad del mismo para cada día tipo del mes. Fuente: elaboración propia. ....	208
Tabla 50. Valores anuales de energía producida y emisiones de CO <sub>2</sub> liberadas a la atmósfera. Fuente: elaboración propia.....	209
Tabla 51. Desglose de precios de los componentes del campo de heliostatos. Fuente: Joga, 2012.....	209
Tabla 52. Desglose de precios de los componentes de los sistemas receptores. Fuente: elaboración propia .....	210
Tabla 53. Coste incurrido en la compra del terreno. Fuente: elaboración propia.....	211
Tabla 54. Desglose del coste de los diferentes componentes de la isla de potencia. Fuente: adaptado de Joga, 2012.....	211
Tabla 55. Desglose del coste de los diferentes componentes del sistema de almacenamiento térmico. Fuente: Joga, 2012. ....	212
Tabla 56. Desglose del coste de los diferentes componentes del sistema de almacenamiento térmico. Fuente: elaboración propia. ....	212
Tabla 57. Coste variable anual obtenido en función del coste fijo de la central. Fuente: elaboración propia. ....	213
Tabla 58. Costes relativos a la central y amortización anual. Fuente: elaboración propia. ....	214
Tabla 59. Coste de producción de la electricidad. Fuente: elaboración propia.....	214
Tabla 60. Número de heliostatos que componen el campo solar. Fuente: elaboración propia. ....	217



Tabla 61. Temperaturas máximas anuales de la superficie exterior de los tubos. Fuente: elaboración propia. ....	218
Tabla 62. Rendimiento total anual de las distintas configuraciones, en tanto por ciento, para receptores con un panel por lado. Fuente: elaboración propia. ....	219
Tabla 63. Gastos máxicos instantáneos de un día de abril para distintas configuraciones. Fuente: elaboración propia. ....	221
Tabla 64. Coordenadas de la estación meteorológica más cercana y dimensiones del campo solar. Fuente: elaboración propia. ....	224
Tabla 65. Parámetros operativos tenidos en cuenta en la selección de la configuración final. Fuente: elaboración propia. ....	226
Tabla 66. Parámetros que caracterizan la distribución de las torres y los heliostatos en el campo solar de 500.000 m <sup>2</sup> . Fuente: elaboración propia. ....	226
Tabla 67. Parámetros de diseño y potencia nominal de la central. Fuente: elaboración propia. ....	227
Tabla 68. Dimensiones de los intercambiadores y distintos parámetros que caracterizan su operación para el día de diseño. Fuente: elaboración propia. ....	229
Tabla 69. Pérdida de presión en un día de abril y en otro de julio. Fuente: elaboración propia. ....	229
Tabla 70. Desglose de las pérdidas de presión en los tubos, para abril y julio. Fuente: elaboración propia. ....	230
Tabla 71. Energía total producida por la central multitorre y cantidad de energía procedente del Sol en cada mes del año Fuente: elaboración propia. ....	231
Tabla 72. Emisiones anuales de dióxido de carbono, relación con la energía producida y ahorro conseguido. Fuente: elaboración propia. ....	232
Tabla 73. Coste de cada componente y peso en el coste fijo de una central. Fuente: elaboración propia. ....	233
Tabla 77. Desglose del coste del presente Trabajo Fin de Grado. Fuente: elaboración propia. ....	235





# TEMA 1: INTRODUCCIÓN

## 1.1 Contexto y motivación del trabajo

Históricamente, las fuentes de energía empleadas han ido cambiando desde el uso del fuego o mano de obra esclava, a la utilización de carbón o petróleo en la Revolución Industrial y la electricidad en la actualidad. Los cambios se produjeron con el objetivo de reducir el coste de obtención de la energía necesaria.

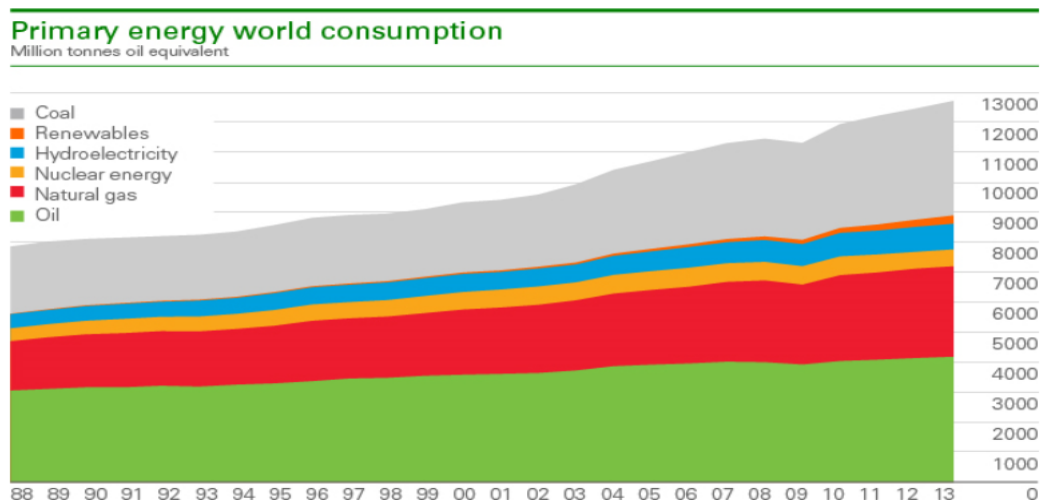
Es necesario tener en cuenta que todas las fuentes de energía presentan inconvenientes. Por ello, se deben analizar los métodos de obtención y el riesgo sanitario que conllevan, ocupando una parte fundamental en la economía y desarrollo de un país. Existe una relación clara entre la energía consumida por un país y el producto interior bruto del mismo. Esto afecta también a la calidad de vida, reflejándose en índices como la esperanza de vida o la mortalidad infantil.

En las últimas décadas, ha surgido una preocupación por lograr obtener fuentes de energía limpias, seguras y económicas que logren sustituir a las existentes en la actualidad. Debido a una demanda en constante crecimiento, ligada al desarrollo de los países emergentes, las fuentes de energía convencionales o de origen fósil, presentan dos problemas fundamentales. El primero de ellos consiste en la escasez de la misma lo que hace peligrar el abastecimiento mundial en unas pocas décadas y el segundo de ellos, está relacionado con el cambio climático y las grandes cantidades de contaminantes que se generan.

En el caso del petróleo, las reservas mundiales a finales del año 2013 se estimaron en 1.687.900 millones de barriles (British Petroleum, 2014), lo que equivaldría a unos 268.567.000 millones de litros, que podrían abastecer la demanda internacional durante

53 años aproximadamente. La mayor parte de las reservas corresponden a Rusia y Venezuela. Las reservas de gas natural ascienden a 185,7 billones de metros cúbicos que cubrirían la producción mundial durante 55 años. Por último, en el caso del carbón las reservas a finales del 2013 serían suficientes para abastecer la demanda mundial durante 113 años.

En el año 2013, el consumo de energía aumentó un 2,3% respecto al año anterior (British Petroleum, 2014), siendo el tercer año de crecimiento consecutivo. En la figura 1, se puede observar esta evolución.

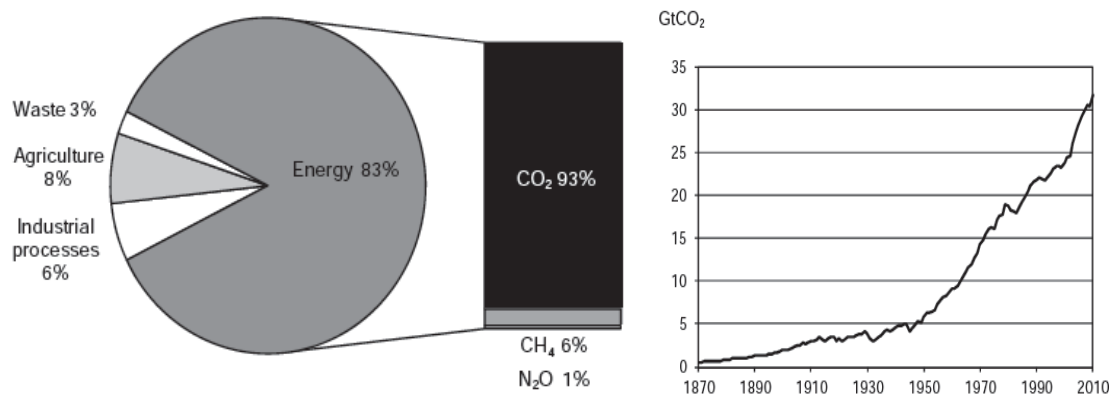


**Figura 1 . Consumo energético mundial por combustibles. Fuente: British Petroleum, 2014.**

La mayor contribución a este crecimiento, en torno a un 80%, la aportaron países que se encuentran en crecimiento como son Brasil, China o la India. Sin embargo, entre los países pertenecientes a la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OCDE) el mayor crecimiento lo experimentó los Estados Unidos mientras que en la Unión Europea y Japón, el consumo energético disminuyó un 0,3% y un 0,6% respectivamente. En el caso de España, en el 2013 registró un 5% menos de consumo energético, reflejando la complicada situación económica que estaba atravesando el país.

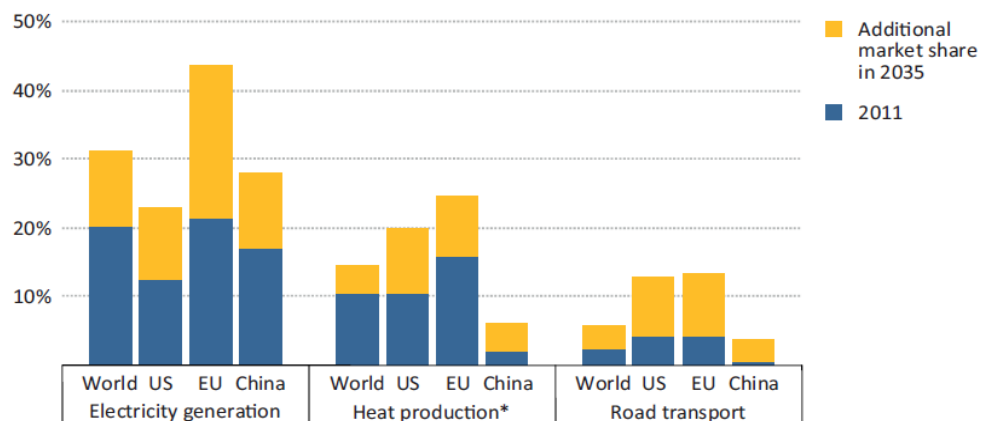
El problema fundamental asociado al aumento del consumo energético mundial radica en la generación de gases de efecto invernadero. En la imagen izquierda de la figura 2, muestra la generación de contaminantes en función de las diferentes actividades humanas. En la figura 2 se muestra el aumento significativo de las concentraciones de CO<sub>2</sub> en los últimos años, alcanzando en 2012 unas 394 ppm en volumen (AIE, CO<sub>2</sub> Emissions from fuel combustion, 2013). Lo que significa un 40% más que en el siglo XIX. Esta misma tendencia ascendente se ha observado en los niveles de metano (CH<sub>4</sub>) y de óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>). Estos altos índices contaminantes pueden provocar cambios irreversibles en el clima y en los ecosistemas afectando al futuro de la humanidad.





**Figura 2. Actividades humanas que generan emisiones de gases de efecto invernadero (imagen de la izquierda). Emisiones de CO<sub>2</sub> a causa de la combustión de combustibles fósiles (imagen de la derecha). Fuente: AIE, CO<sub>2</sub> emissions from fuel combustion, 2013.**

Por ello, las previsiones realizadas hasta 2035 auguran un crecimiento de las energías renovables siempre que los gobiernos sigan invirtiendo en su desarrollo. Lo que provocará una disminución de los costes actuales que unido al incremento de los precios de los combustibles fósiles, las harán ser muy competitivas. Se estima que el peso de las renovables en la generación de potencia pase de un 20% en 2011 a un 31% en 2035 (AIE, World Energy Outlook 2013) incrementándose en más de 7000 TWh en este periodo, lo que equivaldría a un tercio de la potencia generada actualmente. Será, por tanto, la causa de más de la mitad del crecimiento en la generación de electricidad mundial. También se prevé que sustituyan al gas natural como segunda fuente de energía acercándose a la primera plaza que estará ocupada por el carbón.



**Figura 3. Porcentaje del total de la energía demandada ocupada por las energías renovables, situación actual y previsible crecimiento. Fuente: Agencia Internacional de la Energía (AIE), World energy Outlook 2013.**

En la figura 3, se puede observar el crecimiento que experimentarán las energías renovables por sectores, alcanzando un 14% de la demanda mundial de energía, en favor del 8% actual.

### **1.1.1 Energías renovables**

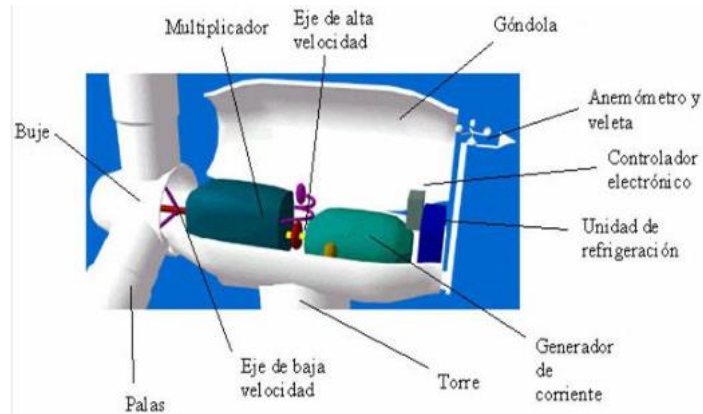
Debido a la gran importancia de la que disponen las energías renovables para poder lograr un desarrollo económico, social y medioambiental sostenible, sin hacer peligrar el futuro de nuestro planeta, se hace necesario comentar algunas de las más destacadas como son la energía eólica, la solar, la hidráulica o la biomasa. Se conoce como energía renovable a aquella que se obtiene por fenómenos naturales. Estos fenómenos tienen lugar de forma sostenida en el tiempo y eso asegura que su consumo no los agote.

#### ***Energía eólica***

La energía eólica consiste en el aprovechamiento del movimiento de las masas de aire en movimiento, producidas por el calentamiento irregular de la superficie terrestre debido a la radiación solar (Talavera y Telmo, 2008).

A lo largo de la historia se ha aprovechado la energía eólica de formas muy distintas desde el transporte a aplicaciones agrícolas. Los primeros molinos aparecen en Europa en el siglo VIII aunque el gran avance se produjo entre las dos guerras mundiales gracias al desarrollo de la hélice dando lugar a aerogeneradores de dos y tres palas. A partir de 1970, se consolida el modelo tripala de velocidad constante, regulación por pérdida aerodinámica (stall), con potencias inferiores a 300 kW y con un coste de inversión de unos 3000 €/kW instalado. La etapa de crecimiento tiene lugar a partir de 1990, gracias a la electrónica de potencia. La regulación aerodinámica se realiza por paso variable (pitch) y la potencia logra aumentar hasta los 1500 kW (Talavera y Telmo, 2008). A partir de este momento, se produce la gran expansión en su utilización. Aparecen las turbinas con rotor a velocidad variable, comienza a poder integrarse en la red eléctrica y aumenta su potencia hasta los 1,5 MW. Los costes de inversión se reducen hasta alcanzar en el año 2010, los 900 €/kW.

Actualmente los aerogeneradores han aumentado su tamaño llegando a alcanzar los 6 MW, valor que se sitúa como límite técnico de funcionamiento. La tendencia futura se orienta a situar los aerogeneradores en zonas marítimas donde la falta de viento no es un problema. Es lo que se conoce como offshore, la inversión en estos casos aumenta hasta los 2500 €/kW instalado (Talavera y Telmo, 2008).



**Figura 4. Partes que componen un aerogenerador. Fuente: Renovables-Energía, 2009.**

En la figura 4 se observan las partes principales que componen un aerogenerador como los instalados en España. Su funcionamiento es bastante sencillo, el viento al pasar entre las palas del aerogenerador provoca una fuerza giratoria. Entonces, las palas hacen girar un eje que hay dentro de la góndola y que se encuentra unido a una caja de cambios. De este modo, se incrementa la velocidad de giro del eje proveniente del rotor accionando el generador que a través de campos magnéticos convierte la energía de rotación en electricidad. Esta electricidad, generada a 690 voltios, pasa por un transformador para elevar su voltaje hasta un valor de entre 20 y 132 kW para adaptarla así a las redes de distribución españolas.

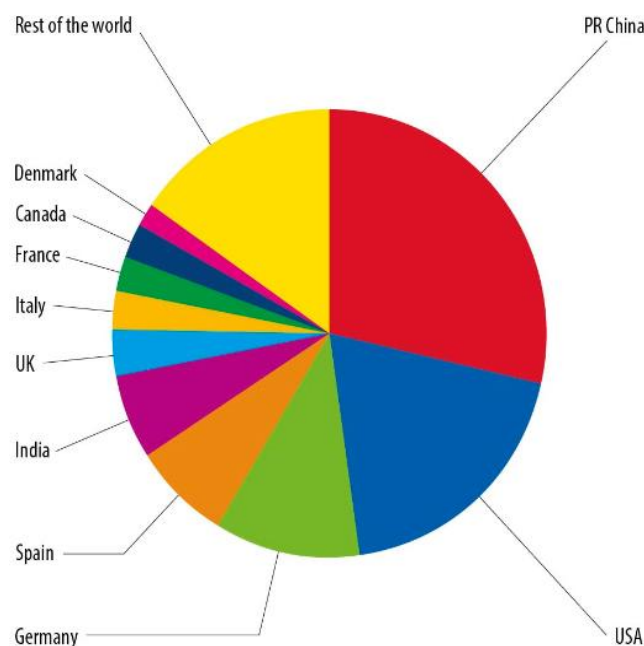
La energía eólica representa una parte importante del ‘mix’ energético español. España está situada como una de las grandes potencias en lo que a energía eólica se refiere, contando con muchas empresas líderes en el sector. En la tabla 1 se puede ver la potencia instalada por los diez países que más apuestan por este tipo de energía, junto con el total de potencia instalada en todo el mundo a finales del año 2013.

Países	Potencia (MW)	Porcentaje del total (%)
R.P. China	91.412	28,7
Estados Unidos	61.091	19,2
Alemania	34.250	10,8
España	22.959	7,2
India	20.150	6,3
Reino Unido	10.531	3,3
Italia	8.552	2,7
Francia	8.254	2,6
Canadá	7.803	2,5
Dinamarca	4.772	1,5
Resto del mundo	48.332	15,2

<b>Total 10 más importantes</b>	<b>269.773</b>	<b>84,8</b>
<b>Total mundial</b>	<b>318.105</b>	<b>100,0</b>

**Tabla 1. Potencia eólica instalada a finales del año 2013, desglosada para los diez países más importantes. Fuente: Global Wind Energy Council, 2013.**

Como muestra la tabla, únicamente diez países constituyen más de un 80% de la potencia eólica instalada en todo el mundo. China es el líder mundial en potencia instalada, sin embargo, el mayor parque eólico se encuentra en Estados Unidos. Se denomina Alta Wind Energy Centre (Centro de Energía Eólica Alta) y dispone de una capacidad operativa de 1.020 MW, que se va a incrementar en el futuro hasta los 1.550 MW (Rodríguez, 2014).



**Figura 5. Potencia eólica instalada según países a finales del 2013. Fuente: Global Wind Energy Council, 2013.**

En contraposición, en España el complejo eólico más grande, conocido como El Andévalo, está situado en Huelva y cuenta con apenas 244 MW (Cinco días, 2010). Este tipo de energía aporta innumerables beneficios al país, entre otros, se han reducido las emisiones de CO<sub>2</sub>, su utilización no implica riesgos medioambientales graves como podrían ser los incendios. Otra de las ventajas es que diversifica el suministro y reduce la dependencia energética de otros países (Villarubia, 2012).

Por el contrario, la energía eólica presenta un problema fundamental y es que el viento es aleatorio y variable, lo que conlleva dos problemas. El primero de ellos, es que no todos los terrenos son adecuados para la instalación de parques eólicos y el segundo, es que el tiempo de funcionamiento de los aerogeneradores y la energía que generan no puede ser conocido de antemano. En el caso español, cuando la energía eólica es insuficiente se

recurre a las centrales de ciclo combinado, por la rapidez con la que se pueden conectar a la red y la gran capacidad de producción de la que disponen (Villarrubia, 2012).

### ***Energía hidráulica o hidroeléctrica***

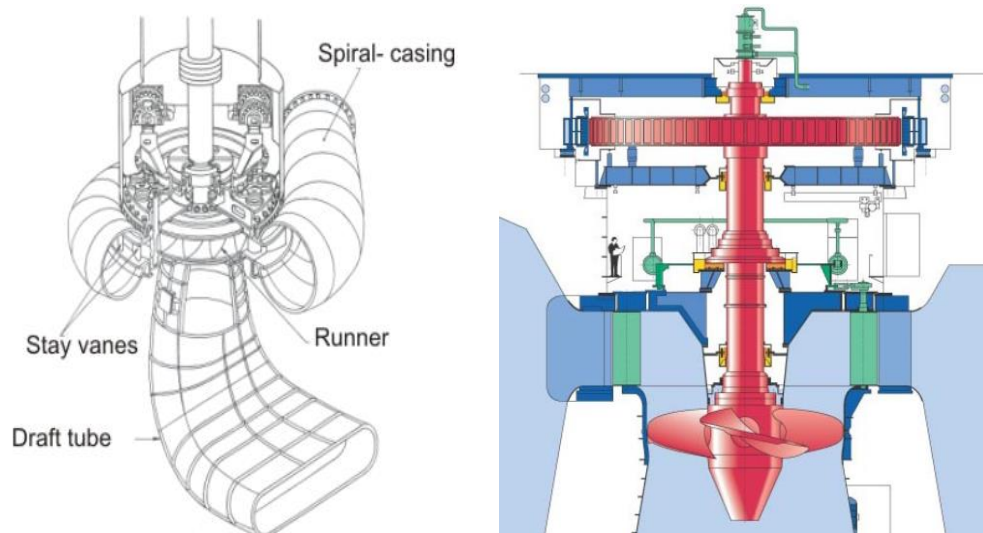
La energía hidráulica consiste en el aprovechamiento de la energía cinética de una corriente de agua. El movimiento del agua se produce por una diferencia de presiones causada porque el agua está situada a una cierta altura.

Existen diferentes configuraciones de centrales hidroeléctricas en el mundo pero el modelo más tradicional se compone de tres partes. La primera, es una central eléctrica donde es generada la electricidad. Otra se corresponde con la presa para poder controlar el paso del agua y por último, debe existir un depósito donde se almacena la misma. Una clasificación más moderna distingue los siguientes tipos de centrales hidroeléctricas (Renewables made in Germany):

- Centrales hidroeléctricas de agua fluyente: son las más comunes. Utilizan la corriente de un río que determina su potencia por medio del caudal y la velocidad.
- Centrales de embalse: en ellas se acumula el agua aprovechando el relieve de la zona. Posteriormente, este agua se dirige a la zona de generación eléctrica. A diferencia de las centrales anteriores, estas pueden funcionar de forma independiente al caudal natural del río.
- Centrales hidroeléctricas combinadas de bombeo y embalse: en este caso existen dos embalses, con alturas que disten lo máximo posible. El funcionamiento en este caso se rige según la demanda y la cantidad de energía que estén produciendo otras fuentes renovables.
- Centrales hidráulicas pequeñas: en este caso atendiendo a la Asociación Europea de la Pequeña Central Hidroeléctrica (ESHA, siglas en inglés), podemos dividir las en tres tipos:
  - Microcentral: con potencias de 1-100 kW.
  - Minicentral: con un rango que va desde 100 kW a 1000 kW.
  - Central pequeña: con potencias que van desde los 1000 kW y que pueden alcanzar los 10 MW.

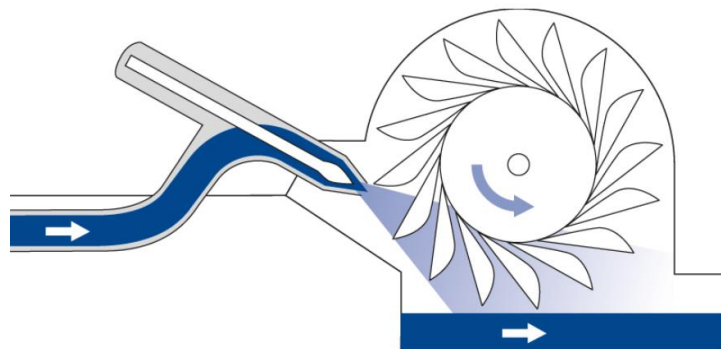
Uno de los elementos fundamentales y más críticos a la hora de generar electricidad de una manera eficiente es la turbina, ya que se encuentra unida al generador y debe ser capaz de aprovechar la máxima energía de la corriente de agua incidente. Por este motivo, existen diferentes tipos que se adaptan mejor a unas determinadas condiciones de altura y caudal:

- Turbina Francis: se emplea con alturas bajas y caudales medios. Está muy extendido su uso, sobre todo en centrales pequeñas. La imagen izquierda de la figura 6, se corresponde con este tipo de turbina.



**Figura 6. Turbina Francis (imagen izquierda). Fuente: NPTEL. Turbina Kaplan (imagen derecha). Fuente: Wikipedia, turbina Kaplan, 2014.**

- Turbinas de tornillo: su funcionamiento se basa en el Principio del tornillo de Arquímedes. Se utiliza para alturas bajas y su rendimiento es muy bajo.
- Turbinas Kaplan y tubulares: se emplean en centrales fluyentes con saltos de agua de entre 6 m y 15 m. Son las mejores cuando se emplean caudales fluctuantes. Un ejemplo de turbina Kaplan se recoge en la imagen derecha de la figura 6.
- Turbina Pelton: también es conocida como turbina de chorro libre. Se utiliza con alturas elevadas que pueden ir desde los 100 m a los 1000 m. Normalmente trabajan con poco caudal. En la figura 7 hay un ejemplo de estas máquinas.



**Figura 7. Turbina Pelton. Fuente: Renewables made in Germany.**

- Turbina de flujo transversal: se emplean con alturas de caída bajas y con poco caudal. El rendimiento es bajo también.

La energía hidráulica presenta numerosas ventajas. Al igual que ocurría con la energía eólica no emite gases contaminantes ni de efecto invernadero. Sorprende el bajo coste de generación, en torno a 0,02 €/kWh (Renewables made in Germany) lo que la hace ser una de las energías más empleada y extendida por todo el mundo en la actualidad. Es una energía fiable y muy segura, es decir, no se suelen producir accidentes durante su



explotación. En el ámbito medioambiental, este tipo de centrales ayuda a controlar el caudal de los ríos y regula el abastecimiento de las poblaciones a lo largo del año

Como es de esperar, también existen una serie de inconvenientes asociados a las centrales hidroeléctricas. Entre ellos, se encuentra la gran inversión que es necesaria al realizar la construcción de las principales infraestructuras al empezar a operar la central. También destaca el gran desarrollo necesario en infraestructuras, ya que normalmente estas centrales se encuentran alejadas de los grandes centros urbanos donde se va a emplear la electricidad, por lo que es necesario construir una red de transporte. Esto provoca el aumento de las pérdidas por efecto Joule (pérdidas de calor con el exterior debido principalmente a la intensidad de la corriente eléctrica).

La creación de los embalses modifica el cauce de los ríos, lo que afecta directamente a los ecosistemas autóctonos (Twenergy, 2011). Otra de las desventajas es que la obtención de energía está condicionada por las condiciones en que se encuentre el cauce del río, afectado por la meteorología del lugar.



**Figura 8. Central hidroeléctrica de las Tres Gargantas, en china. Fuente: Fieras de la ingeniería, 2013.**

La central hidroeléctrica más grande del mundo se encuentra en China y se denomina Las Tres Gargantas, figura 8. Consta de una potencia instalada de 22.500 MW (Fieras de la ingeniería, 2013). Fue inaugurada en el año 2012 y es capaz de producir unos 85 TWh de energía al año, abasteciendo a nueve provincias y dos ciudades, una de ellas Shanghai.

En el caso de España, el complejo hidroeléctrico más importante se encuentra situado en Castilla y León, se denomina el salto de Aldeadávila. A su vez, se divide en dos centrales, Aldeadávila I que dispone de una potencia de 718 MW y Aldeadávila II con 421 MW (Wikipedia, presa de Aldeadávila, 2014). En ambas centrales, por las características del embalse, se emplean un total de ocho turbinas Francis para obtener la energía y en Aldeadávila II, estas son reversibles, lo que significa que pueden bombear de nuevo el agua al embalse. A lo largo de todo el año ambas centrales, logran producir 2.400 GWh de energía, lo que demuestra la importancia que este tipo de centrales y el desarrollo que han experimentado en nuestro país.

### **Energía solar**

El Sol se encuentra a millones de grados de temperatura en su interior, lo que facilita que se produzcan reacciones nucleares en su interior. Estas reacciones se denominan fusión nuclear y, en su forma más común, consiste en que cuatro protones procedentes del hidrógeno se combinan para formar un átomo de helio, desprendiendo una gran cantidad de energía (ANES). Esta energía alcanza la Tierra en forma de radiación electromagnética. Una parte es directamente empleada por los organismos para mantener la vida en la biosfera. Otra parte es reflejada, o absorbida y emitida, por el suelo y el mar y queda atrapada al no poder volver a atravesar la atmósfera, en lo que se conoce como efecto invernadero. El resto de la radiación sí logra disiparse al espacio. A causa de la diferencia existente entre la radiación que alcanza la superficie de la Tierra, dependiendo de la zona y la hora del día, se producen los distintos fenómenos meteorológicos. Por tanto, la mayoría de las energías renovables tienen su origen en el Sol, exceptuando la energía geotérmica.

Por este motivo, parece sensato intentar aprovechar de la mejor manera posible esta fuente de energía que es gratis e inagotable para los seres humanos. Se debe intentar mejorar los procesos de obtención de energía procedente del Sol, ya que en un año, puede alcanzar la Tierra cuatro mil veces más de energía de la que empleará la población mundial (Censolar). En esta línea se sitúa el presente trabajo, intentado optimizar la obtención de la radiación solar que incide sobre la superficie terrestre. Con ella, se pretende generar electricidad calentando un fluido a la temperatura suficiente como para que pueda emplearse en un ciclo de potencia.

De la radiación solar se puede obtener calor o directamente electricidad. En el primer caso, se necesitan captadores o colectores térmicos, también denominados sistemas fototérmicos y en el segundo, sistemas fotovoltaicos (ANES). Estos últimos se basan en el efecto fotoeléctrico descubierto por Becquerel en 1839 cuando se encontraba trabajando con selenio y que consiste en transformar la luz en electricidad sin necesidad de ningún otro proceso o elemento intermedio. La primera célula fue hecha con Silicio en 1958 y apenas tenía un rendimiento del 11 %. Su coste era elevadísimo, en torno a los 1000 \$/W instalado (Kalogirou, 2013). Con la introducción de nuevos materiales semiconductores como el Silicio (*Si*), el sulfuro de cadmio (*CdS*), sulfuro de cobre (I), (*Cu<sub>2</sub>S*) y arseniuro de galio (*GaAs*) se redujeron los precios. Actualmente, se están fabricando células de silicio amorfo que mejoran el rendimiento de las anteriores.

En el caso de los dispositivos fototérmicos, la luz se convierte en calor que es transferido a un fluido de trabajo, para poder ser transportado a una central de generación de electricidad o a lugares donde aprovechar directamente ese calor. Estos dispositivos se pueden clasificar según el fluido de trabajo o la temperatura de trabajo. Aquellos que alcanzan temperaturas menores a 200 °C, como son los colectores planos o de tubos, suelen emplear como fluido de trabajo el agua, aire o el propio vacío. Su aplicación más





importante tiene lugar en procesos industriales, donde se utilizan para generar el calor necesario en procesos de secado, pasteurización, etc. También tienen aplicaciones domésticas en la producción de agua caliente sanitaria, calefacción o incluso refrigeración. Por el contrario, para alcanzar temperaturas de trabajo superiores a 300 °C se emplean colectores de concentración. En este caso, los fluidos de trabajo empleado son agua, aire, aceite térmico o sales fundidas (apuntes de energías renovables). En este ámbito existen diferentes dispositivos orientados principalmente a generar electricidad en las denominadas centrales solares.

Un estudio económico realizado por el Banco Mundial en 2009 sobre las centrales termosolares, asegura que las tecnologías de concentración son la forma más eficiente y económica de producir electricidad a gran escala empleando la energía solar (Economía de la energía, 2009). Aunque también reconoce que el precio de generación de la electricidad puede resultar de dos a cuatro veces superior al de una planta térmica convencional. En la misma línea, la inversión inicial también puede llegar a triplicar la necesaria para construir una central térmica convencional.

Este trabajo se enfoca en las centrales termosolares de receptor central, también conocidas como centrales de torre. Estas consisten en un campo de espejos reflectores, denominados heliostatos, que concentran la radiación captada procedente del Sol, en un receptor situado en lo alto de una torre. De esta forma, se calienta el fluido que circula por el interior. El calor absorbido es intercambiado posteriormente con el agua que recorre un ciclo Rankine de potencia. Aunque es una forma de obtención de energía muy prometedora, una de las desventajas de su uso es el bajo nivel de rendimiento óptico de los espejos que quedan lejos de la torre. Esto impide la creación de plantas de gran tamaño con una sola torre. De este inconveniente surge la motivación del estudio de otro tipo de configuraciones del campo de heliostatos, que reporten mejores rendimientos ópticos, como es el caso de la tecnología multitorre.

En apartados posteriores, se tratarán todas las tecnologías existentes. Pero el objetivo actual, común a todas ellas, es intentar mejorar la eficiencia aprovechando mejor la radiación solar disponible en un intento de abaratar los costes. De este modo, si se contribuye al desarrollo de la tecnología existente podrá ser competitiva frente a las actuales fuentes de energía de origen fósil. Se logrará disminuir la cantidad de contaminantes emitidos asegurando un futuro que no comprometa el nivel de bienestar actual.

### ***Biomasa***

La biomasa es toda la materia orgánica de la que se puede obtener energía. Otra definición más precisa dice que es todo material de origen biológico excluyendo aquellos que han sido parte de formaciones geológicas sufriendo un proceso de mineralización (IDAE, 2009). Esta a su vez se puede dividir en dos grandes categorías: la derivada de la madera

y la que no, que se compone de los desechos animales, de residuos municipales biodegradables, etc.

La utilización de la biomasa tiene numerosas ventajas medioambientales en comparación con la utilización de los combustibles fósiles, como por ejemplo, la disminución de las emisiones de azufre, partículas o contaminantes como  $CO$ ,  $HC$  y  $NO_x$ . No se genera  $CO_2$ , es lo que se denomina ciclo neutro, ya que la cantidad generada en la combustión de la biomasa es la que ha necesitado para crecer gracias a la fotosíntesis.

Entre los posibles usos de la biomasa se encuentran las aplicaciones térmicas como lo son producción de calor y agua caliente sanitaria. En cambio, la parte de generación de electricidad tiene unos rendimientos menores. Por este motivo, se ha intentado adaptar las instalaciones tradicionales de biomasa a las nuevas tecnologías de gasificación. Este proceso consiste en la obtención de un gas combustible a partir de la materia orgánica. En España la planta más importante de generación eléctrica a partir de la gasificación está situada en Zaragoza, se encuentra en fase de desarrollo pero llegará a alcanzar los de 0,6 MW de potencia (IDAE, Energía de la biomasa, 2009).

Otra forma de obtener energía de la biomasa es la generación de biogás. Este se obtiene de someter los desechos animales a procesos aeróbicos (con presencia de oxígeno) o anaeróbicos (sin oxígeno) para emplearlo en plantas de generación de electricidad.

Por último, una de las líneas futuras consiste en el desarrollo de los biocombustibles. Estos han experimentado un gran avance gracias a las nuevas técnicas de destilación y mezclado empleadas. A corto plazo, puede ser una forma de sustituir los actuales combustibles derivados del petróleo eliminando, de este modo, algunos de sus componentes por el peligro que conllevan a los seres humanos. Como puede ser el caso del metil tert-butil éter, un compuesto presente en las gasolinas, que puede ser sustituido por el etanol, un compuesto totalmente natural (Kalogirou, 2013).

### ***Otras fuentes renovables***

En este apartado se explicarán otras fuentes de energía renovables menos importantes, ya que se encuentran menos desarrolladas que las anteriores y su uso no está tan extendido. En este grupo, se encuentra la energía geotérmica que se basa en el empleo del calor procedente del interior de la Tierra. Es una energía provocada por la actividad en las capas que forman el planeta, normalmente visible a través de los volcanes, géiseres o aguas termales (Twenergy, 2014).

Las distintas fuentes de energía geotérmicas se clasifican según su temperatura: baja si se encuentran por debajo de los 100 °C, media si está entre 100 °C y 150 °C y alta si superan los 150 °C. Estas últimas se pueden emplear en la generación de electricidad. En cambio, las fuentes geotérmicas de baja y media temperatura pueden usarse para dotar de calefacción o agua caliente a las instalaciones domésticas o industriales. Para alcanzar la

temperatura deseada se debe tener en cuenta la variación de temperatura con la profundidad de la zona a explotar, que varía entre los 15 °C y 75 °C por kilómetro (Kalogirou, 2013).

Entre las ventajas de la utilización de la energía geotérmica está su mínimo impacto medioambiental, lo que la convierte en una energía muy respetuosa con el medio ambiente. Al igual que el resto de energías renovables colabora independientemente energética de aquellos países que no disponen de fuentes de combustibles fósiles. Es una energía muy competitiva ya que el coste de producción de electricidad es bajo entre 0,02-0,1 ctmos \$/kWh. Por último, es idónea para abastecer el calor o el agua caliente necesaria en las viviendas.

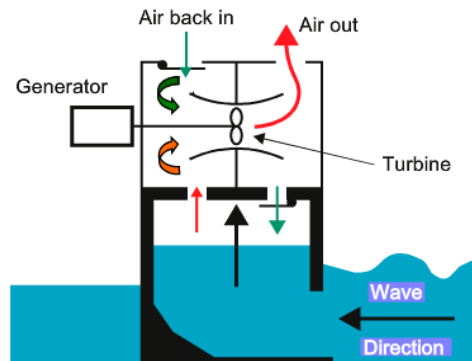
Otra de las fuentes de energía renovables con poco peso actual en la obtención de energía, pero que se encuentra en fase de desarrollo y mejora es la energía procedente del mar y los océanos. Esta se puede dividir en tres grandes grupos:

- Energía undimotriz basada en la energía cinética de las olas.
- Energía mareomotriz o energía de las mareas.
- Energía térmica resultante del aprovechamiento de las diferencias de temperatura existentes entre masas de agua.

Entre las ventajas de utilizar la energía procedente marina se encuentra la simpleza de los mecanismos empleados para obtener la energía, fundamentalmente basados en el empleo de materiales como el acero y el hormigón. El comportamiento del mar es fácilmente predecible en comparación con lo que ocurre en otras tecnologías como la energía solar o la eólica. Se puede estimar lo que sucederá en un par de días con muy buena precisión, ya que las corrientes y los distintos movimientos marinos se suelen mantener durante largas distancias. En cambio, el principal inconveniente derivado de la utilización de esta energía radica en el entorno agresivo y hostil en el que deben trabajar las distintas tecnologías compuestas en su mayoría por elementos mecánicos.

La energía undimotriz es aquella que emplea la energía cinética de las olas para producir electricidad. El movimiento de las olas se transforma en energía mecánica originada por las presiones inducidas en el aire del entorno. Se trata de aprovechar los movimientos oscilatorios de las olas o su desplazamiento lineal. Para ello se emplean distintos dispositivos cuya potencia oscila entre los 100 kW y los 2 MW. Las tecnologías existentes que logran aprovechar la energía procedente de las olas se clasifican en:

- Dispositivos de columna de agua oscilante: funcionan haciendo pasar aire a presión a través de una turbina conectada a un generador. En una cámara cerrada, el movimiento ascendente de las olas fuerza el aire a fluir a través de la turbina debido a las sobrepresiones generadas en el interior. Por el contrario, en el movimiento descendente de las olas, las depresiones producidas en el interior de la cámara provocan que el aire ingrese en el interior y circule a través de la turbina generadora. En la figura 9, se observa mejor el funcionamiento descrito:



**Figura 9. Esquema de funcionamiento de un dispositivo de columna de agua oscilante.**

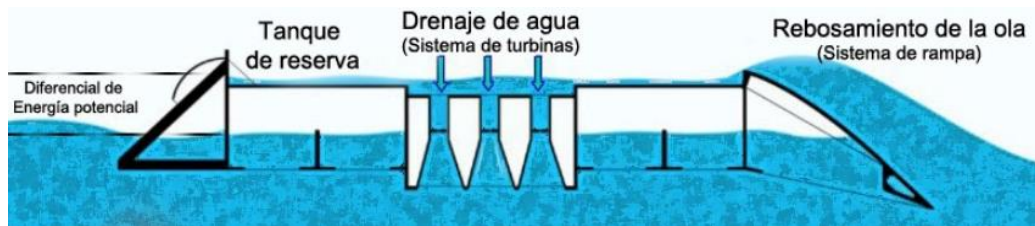
**Fuente: Kalogirou, 2013.**

- Dispositivos oscilantes: constituidos en su mayoría por una parte fija anclada al fondo marino y otra móvil que es la encargada de aprovechar el movimiento de las olas, este puede ser lineal, rotacional (figura 10, imagen izquierda) o vertical (figura 10, imagen derecha).



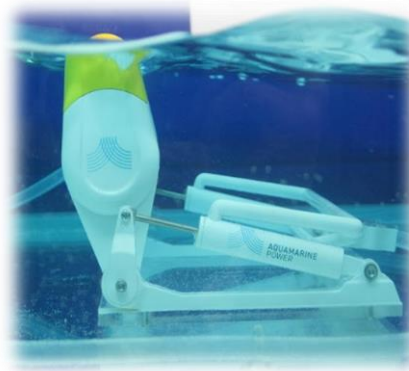
**Figura 10. Sistema oscilante rotacional (imagen izquierda). Fuente: Follos, 2013. Dispositivo generador de electricidad instalado en una boya (imagen derecha). Fuente: Oregon State University, 2014.**

- Sistema Pelamis: consiste en unos dispositivos cilíndricos semisumergidos que están unidos por articulaciones. El movimiento de las olas al atravesarlos y las oscilaciones que se producen generan la fuerza necesaria para bombear aceite a alta presión a unos motores que mueven los generadores eléctricos. El bombeo del aceite se produce a causa de unos cilindros hidráulicos que son los encargados de amortiguar los movimientos relativos entre las diferentes partes que componen el sistema.
- Estructura Wave Dragón: este sistema consiste en aprovechar la altura de las olas para llenar un estanque situado a una cierta cota sobre el nivel del mar. Esto se facilita con rampas para que el agua alcance el nivel deseado. Esta agua situado en el depósito dispone de una cierta energía potencial que será aprovechada al hacerla pasar por unas turbinas que la devuelven al mar. En la figura 11, ilustra mejor el funcionamiento:



**Figura 11. Esquema del funcionamiento de una estructura Wave Dragon. Fuente: Follos, 2013.**

- Sistema Oyster: consiste en una estructura plana abatible que aprovecha el empuje de las olas, para accionar unas bombas hidráulicas que elevan la presión del agua con el fin de emplearla en la generación de electricidad. Estas estructuras metálicas se sitúan próximas a las costas, donde la profundidad no excede los quince metros.



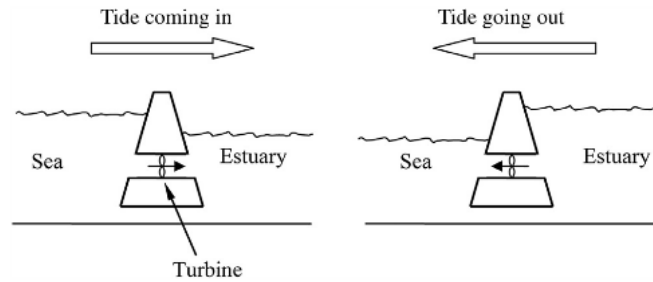
**Figura 12. Maqueta que muestra el funcionamiento de un sistema Oyster real. Fuente: Follos, 2013.**

Los dos únicos ejemplos de aprovechamiento de la energía procedente de las olas que nos podemos encontrar en España, se sitúan en Santoña perteneciente a Cantabria y en Motrico situado en el País Vasco. Esta última utiliza dispositivos de columna de agua oscilante produciendo 970 MWh al año. Tiene el honor de ser la primera planta comercial de energía undimotriz en el mundo.

Otra de las formas de obtener energía del mar y los océanos radica en el aprovechamiento de las mareas, es lo que se denomina energía mareomotriz. Para ello, es necesario una diferencia de al menos cinco metros entre la pleamar (marea alta) y bajamar (marea baja), algo que ocurre solo en zonas determinadas. Existen tres métodos distintos de aprovechar esta energía:

- Generador de corriente de marea: aprovecha la energía cinética de las mareas para accionar unas turbinas similares a las empleadas en la obtención de energía eólica, como se muestra en la figura 13. Los costes de generación son muy bajos y producen menor impacto medioambiental que el resto de tecnologías.





**Figura 13. Esquema de funcionamiento de un generador de corriente de marea. Fuente: Kalogirou, 2013.**

- Presa de marea: esta tecnología trata de aprovechar la diferencia de energía potencial existente entre las mareas. Se construye un embalse que se llena en condiciones de pleamar, cuando alcanza el nivel máximo se cierran las compuertas y se espera a que baje la marea. Entonces, el agua se libera haciéndola pasar por unas turbinas antes de devolverla al mar. El mejor emplazamiento para situar los embalses son los estuarios de los ríos, donde se dan las características apropiadas.
- Energía mareomotriz dinámica: es una tecnología que actualmente no se ha llegado a aplicar, se encuentra en su fase teórica. Consiste en crear una diferencia de fase entre las mareas que pueda ser aprovechada por turbinas sumergidas. Para ello, se construirían infraestructuras que no encerrasen ningún área, se proyectarían desde la costa hacia el interior de los océanos, pudiendo alcanzar las varias decenas de kilómetros.

Un ejemplo de utilización de la energía mareomotriz se encuentra en La Rance, en Francia. Esta central de tipo presa de marea logra abastecer de energía a unos 240.000 hogares, gracias a la utilización de veinticuatro turbinas de 10 MW cada una. El impacto medioambiental producido por la central ha sido enorme, se han modificado los ecosistemas existentes antes de la construcción de la central, la salinidad en el estuario y en la zona ha cambiado y se ha producido el aterramiento del río.

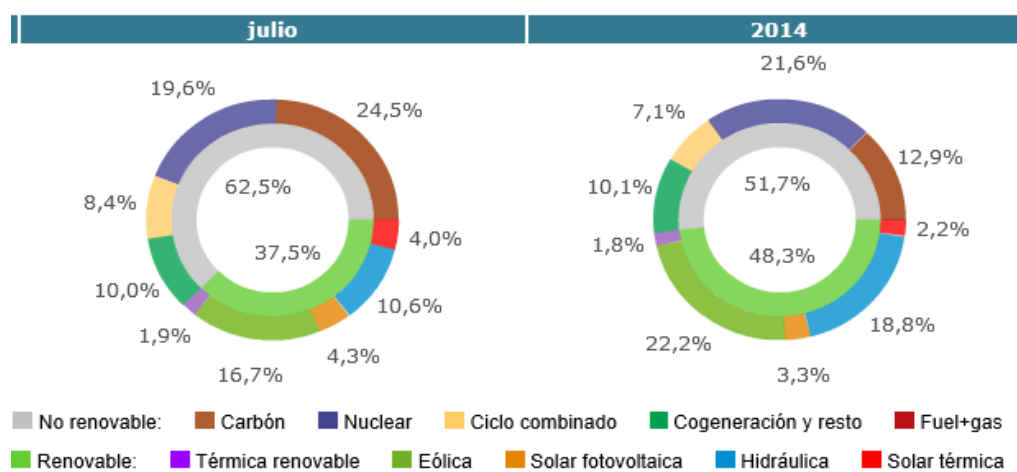
La última forma de energía oceánica o marina consiste en aprovechar la diferencia de temperatura existente entre la superficie y el fondo marino. Al menos es necesaria una diferencia de 21 °C para poder extraer la energía en una central. El objetivo consiste en emplear un foco caliente y un foco frío para accionar un motor térmico. El proceso será más eficiente cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas. Un caso donde la diferencia sea de 20 °C, tendrá asociado un rendimiento termodinámico del motor del 6,7 %. Otro ejemplo, en el que si se quisiesen generar 1 MW de electricidad, se requerirían unos gastos máxicos de agua caliente en torno a los 4 m<sup>3</sup>/s y la mitad de agua fría.

Entre las aplicaciones que tienen este tipo de plantas, se encuentra la generación de electricidad, como ya se ha mencionado, la producción de agua potable procedente de la desalinización del agua marina, la refrigeración gracias a la corriente fría o el abastecimiento de procesos biológicos.

Esta forma de obtención de energía tiene un gran potencial ya que con un único grado que aumente la diferencia de temperatura entre el foco caliente y el foco más frío de agua, produce un 15 % más de energía. Por lo tanto, parece que en el futuro puede contribuir con una parte básica a la demanda de energía, bastante constante y fiable en el tiempo.

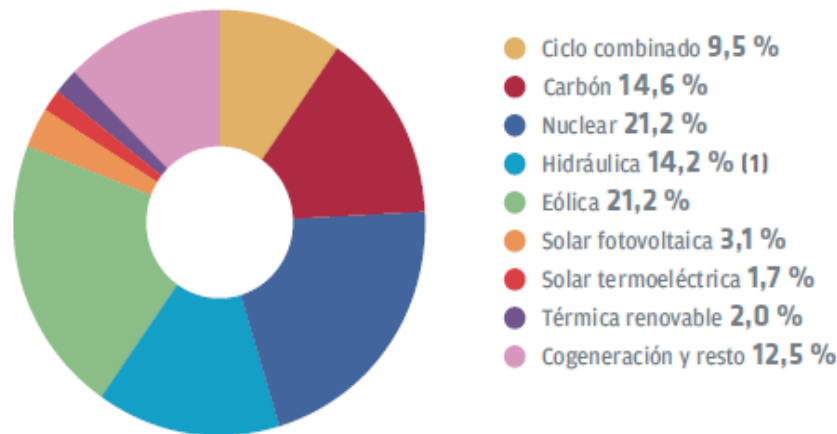
### 1.1.3 Mix energético español

En el caso de España, la generación de electricidad está muy repartida. Si revisamos los datos más recientes obtenidos del operador del sistema, Red Eléctrica de España, hasta julio de 2014, se puede ver que casi la mitad de la electricidad producida a lo largo del año proviene de fuentes renovables, enumeradas en el margen inferior de la imagen.



**Figura 14. Esquema de la generación de electricidad en España, mes de Julio de 2014 y acumulado del año. Fuente: REE, 2014.**

Como muestra la imagen 14, la energía eólica en el mes de julio contribuyó a la generación de electricidad menos de lo habitual, comparándolo con lo ocurrido en los meses de 2014 transcurridos. El efecto contrario se observa en las fuentes relacionadas con el Sol, que aumentaron su producción, incluso llegando a doblarla como ocurre en el caso de la energía solar térmica. El descenso en la producción de energía eólica ya comentado, junto con otro acusado descenso de otra fuente renovable como es la energía hidráulica provoca que las centrales convencionales tengan que suplir ese déficit. En esta ocasión, las centrales de carbón son las que han aumentado su producción. Por tanto, se ha producido también un incremento de las emisiones de contaminantes, con los problemas que ello conlleva y que ya han sido comentados en apartados anteriores.



**Figura 15. Cobertura de la demanda de energía eléctrica peninsular del año 2013. Fuente: REE, 2014.**

Si se realiza un análisis comparativo del reparto de la generación eléctrica entre el año anterior y lo que ha transcurrido de este, figura 15, se observa que tanto la energía solar fotovoltaica como la térmica han aumentado en lo que va de año. Al igual que ocurre con el resto de energías renovables, la energía eólica ha aumentado un 1 % del total y la hidráulica ha experimentado el mayor crecimiento con un 4,6 % del total. Estos datos son muy positivos, ya que indican un crecimiento en las renovables en detrimento de las fuentes convencionales de energía de origen fósil.

#### *1.1.4 Futuro de las energías renovables en España*

Para poder conocer mejor el camino que recorrerán las energías renovables en los próximos años, podemos recurrir al *Plan de Energías Renovables 2011-2020* elaborado por el IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro Energético) en el que se recogen como líneas energéticas futuras la seguridad de suministro, la protección del medio ambiente y la competitividad económica.

Esto provoca que los países se centren tanto en el ahorro como en la mejora de la eficiencia de los procesos energéticos y que apuesten por las energías renovables. En el caso de España, algunas han logrado ser competitivas frente a las energías fósiles como ocurre en la generación de la electricidad en los casos de la energía hidráulica o eólica. En lo que a energía térmica se refiere, la biomasa también ha logrado equipararse a los combustibles de origen fósil. Otras energías, como es el caso de la energía solar y en especial del empleo de la misma en la obtención de electricidad, pueden llegar a alcanzar también estas perspectivas.

De hecho, la energía solar es la que dispone de mayor potencial de crecimiento. Si se expresa en forma de potencia eléctrica, se estima que se podrían instalar varios TW de potencia. En cambio, la energía eólica solo alcanzaría los 340 GW, quedando el resto de energías renovables por debajo de los 50 GW. Todos estos valores nos indican que las



energías renovables serían suficientes para cubrir la demanda energética de España, siendo la energía solar la que presenta una mayor capacidad de generación. Por tanto, las inversiones que se llevan a cabo para mejorar la eficiencia de los procesos solares podrían ser muy significativas. Se prevé un descenso del 50 % de los costes de todas las energías solares (fotovoltaica y termoeléctrica) empleadas en la generación de electricidad.

El objetivo recogido en este plan de energías español, se denomina paquete 20-20-20 y está encuadrado en las políticas de la Comisión Europea de apoyo a las energías renovables. Se pretende lograr suministrar un 20 % del total de la energía necesaria a través de fuentes renovables. También se ha fijado que un 10 % de los transportes estén alimentados por las tecnologías renovables. Todo esto, se debe conseguir mejorando la eficiencia energética un 20 % hasta la fecha límite, que es el año 2020. Con estas medidas se reducirá un 20 % la cantidad de  $CO_2$  emitido a la atmósfera.

Para poder cumplir objetivos previos a los planteados en el período 2011-2020 se incentivó económicamente el desarrollo y empleo de las energías renovables. Esto propició un gran crecimiento de las mismas, ya que a medida que la tecnología iba mejorando, la rentabilidad de estos proyectos crecía considerablemente. Esta situación en la que las primas repartidas superaban los costes de producción eléctrica por medio de estas fuentes renovables, llevó al sistema eléctrico español a una situación insostenible, propiciando el déficit tarifario. A partir del año 2010, con la promulgación de dos decretos de ley, se regularon los incentivos económicos aportados principalmente a la energía solar fotovoltaica, solar termoeléctrica y eólica, limitando el número de horas que podían estar en funcionamiento para poder acceder a los mismos.

En el año 2012 y a la vista de que las medidas adoptadas no eran suficientes para solucionar la insostenibilidad del sistema, se decidió suspender de forma temporal cualquier asignación económica a las nuevas instalaciones de generación eléctrica por energías renovables, cogeneración y residuos. En el año siguiente, se acordó un nuevo régimen de primas para estas instalaciones con el objetivo de cubrir los costes necesarios para que pudieran competir en igualdad de condiciones con el resto de tecnologías. Esto implica obtener una rentabilidad razonable, a diferencia de lo ocurrido anteriormente cuando los incentivos económicos no estaban debidamente regulados.

Finalmente, en el Real Decreto 413/2014, publicado el 10 de junio de 2014, se establece la forma en que serán calculadas las primas que se aportarán a las instalaciones de generación eléctrica. Aparte de lo que obtengan de la venta de la energía generada al precio del mercado, se les aportará una cantidad variable en función de cada tecnología que tendrá en cuenta la potencia instalada y los gastos de operación. La principal novedad radica en que cualquiera de los incentivos económicos mencionados anteriormente no se entregará si los gastos derivados de la explotación de la planta o la inversión inicial realizada se pueden recuperar vendiendo la energía en el mercado.

## 1.2 Objetivos del trabajo

En la actualidad, las plantas de concentración de torre son las que mayor potencial de crecimiento ofrecen para la producción de energía eléctrica y se está invirtiendo mucho esfuerzo en investigación y desarrollo a nivel español y mundial. Sin embargo, debido al bajo rendimiento de los espejos cuando se encuentran alejados de la torre en grandes centrales, como se ha comentado en el apartado *energía solar* englobado en el punto 1.1.1. Se están buscando nuevas configuraciones para poder escalar las centrales a potencias altas. Una de estas soluciones es la denominada “configuración multitorre” que busca aumentar el rendimiento óptico mediante la utilización de más de una torre repartida por el campo y la asignación dinámica de los espejos a cada una de ellas.

El objetivo general del presente trabajo fin de grado es el estudio de la configuración multitorre de central termosolar con sal fundida como fluido de trabajo y fluido de almacenamiento térmico. Se optimizará el diseño de una central termoeléctrica multitorre mediante el análisis del impacto que producen la variación del área de superficie reflejante y el número de torres instaladas sobre los parámetros operativos de la central.

Entre las centrales de tecnología de receptor central instaladas, existen diferentes configuraciones que varían según la distribución del campo, el fluido de trabajo, el sistema de almacenamiento, el tipo de receptor o la forma de obtención de energía, electricidad en la mayoría de los casos.

Por tanto, el objeto fundamental de este Trabajo Fin de Grado es optimizar el diseño de una central termoeléctrica empleando esta tecnología. Para ello, se estudiará el impacto que produce en los parámetros operativos fundamentales variar el área de superficie reflejante y el número de torres instaladas. Se han planteado una serie de objetivos intermedios necesarios para la consecución del estudio:

1. Adquirir los conocimientos necesarios para conocer y entender el funcionamiento de los distintos componentes que conforman las centrales solares de receptor central.
2. Desarrollar un código que permita calcular la trayectoria seguida por el Sol a lo largo de las horas que componen un día y para los diferentes días del año escogidos. Esto se usará, unido al cálculo de las distancias de los heliostatos a las torres a las que apuntan, para proporcionar las eficiencias ópticas de los heliostatos de las plantas. Del análisis de los resultados se podrá conocer su evolución temporal y cómo afecta al calor interceptado por cada torre.
3. Obtener las diferentes configuraciones del campo de heliostatos de la central multitorre, introduciendo el área del terreno disponible y el número de torres que se quieren colocar. El resultado aportará el número total de heliostatos instalados, así como sus posiciones y las de las torres dentro del campo. La orientación del campo será tal que maximice la cantidad de radiación recibida a lo largo del día.



4. Realizar un modelo termodinámico apropiado del receptor central que permita conocer el calor que llega a los tubos y logra transferirse a la sal fundida. Fijando un tamaño del receptor cilíndrico para el caso multitorre se pretende:
  - Obtener la evolución de la temperatura del exterior de los tubos, ya que es un parámetro limitante en el funcionamiento de este tipo de centrales. La tecnología actual emplea una serie de aleaciones que no pueden superar los 650 °C.
  - Conocer el comportamiento térmico de la sal fundida en función de la temperatura de salida de cada torre y ser capaces de distinguir entre las horas en que es adecuado que la central esté funcionando y en las cuales, debido a la escasa radiación, no compensa poner en marcha toda la instalación.
  - Calcular la cantidad de sal que debe circular por cada torre para lograr alcanzar la temperatura adecuada que permita poner en marcha el ciclo de potencia.
- Diseñar un ciclo de potencia de tipo Rankine que se asemeje al empleado en otras centrales termoeléctricas de receptor central que se encuentren en funcionamiento.
- Decidir cuál es la configuración del campo solar más adecuada en función del rendimiento total de la central y en función de ella:
  - Diseñar el tanque de almacenamiento adecuado para el número de horas de funcionamiento escogido.
  - Diseñar los intercambiadores de calor necesarios para la transferencia de calor entre la sal fundida y el agua del ciclo Rankine de potencia, comprobando que tienen unas dimensiones lógicas y viables para su transporte e instalación en la central.
  - Calcular la potencia generada durante las horas de operación del ciclo de potencia y la energía anual que se logra obtener.
- Aportar más información referente a esta tecnología de plantas de concentración solar multitorre que permita desarrollar nuevas líneas de investigación en el futuro.

Para poder llevar a cabo la consecución de todos los objetivos planteados correctamente, es necesario poner en práctica una metodología adecuada.

## **1.3 Metodología**

El desarrollo del presente trabajo fin de grado se ha llevado a cabo dentro del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid. Para la realización del trabajo se han seguido las siguientes etapas:

- Lectura de diferentes artículos y libros que han aportado al autor del trabajo los conocimientos necesarios sobre la tecnología de receptor central. Una vez conocida la problemática de estas instalaciones se plantea una forma de mejorar su actuación.
- Búsqueda de modelos matemáticos, físicos y termodinámicos que representen de la forma más real posible el comportamiento de la central, desde la recepción de la radiación solar hasta la energía generada. Para ello, se seleccionan las ecuaciones y correlaciones empíricas cuyos resultados sean lo más exactos posibles.
- Desarrollo de los cálculos con la ayuda del software matemático Matlab (R2010a), debido a la complejidad de los mismos. Los resultados provienen de numerosas iteraciones hasta que se produce la convergencia con una tolerancia seleccionada. El programa ofrece la facilidad de poder implementar bucles y trabajar con matrices para almacenar los resultados.
- Comprobación de la factibilidad y validez de los resultados e introducción de mejoras o cambios si estos fuesen necesarios para corregir y mejorar lo obtenido anteriormente.
- Empleo del software Microsoft Excel 2013 para poder almacenar resultados intermedios y facilitar el tratamiento de tan abultada información. También resulta útil para presentar los resultados de forma ordenada y para realizar algunos tipos de gráficas.
- Redacción de la memoria donde se presentan los detalles técnicos fundamentales para entender la tecnología estudiada junto con el resultado obtenido al aplicar esta metodología.

## **1.4 Fuentes bibliográficas**

En este apartado se va a detallar la naturaleza de las distintas fuentes consultadas, durante la etapa de adquisición de información previa a cualquier estudio o cálculo del trabajo fin de grado. Esta etapa es esencial en el desarrollo satisfactorio de un proyecto, ya que, una vez adquiridos los conocimientos fundamentales, se puede ser riguroso con los resultados obtenidos, facilitando la identificación de los errores y aplicando las soluciones adecuadas. En cambio, una mala realización de esta fase condicionará la evolución del estudio realizado.

Por tanto, ha sido necesario dedicar el tiempo suficiente a la consulta de distintas fuentes. En la elaboración del presente trabajo, las fuentes bibliográficas empleadas han sido:

- Artículos científicos publicados en revistas especializadas que tratan sobre la tecnología estudiada, es decir, sobre las centrales solares térmicas de torre con receptor central y los distintos dispositivos que las conforman. También presentan las líneas de investigación sobre las que se está trabajando. De todos ellos, se debe destacar el artículo de los autores Danielli Amos y otros publicado en 2011 y que está recogido en la bibliografía del trabajo. En él se presentó por primera vez la línea fundamental de desarrollo de este trabajo, consistente en la tecnología multitorre, y las ventajas que se pueden obtener de este tipo de configuración en comparación con otras configuraciones ya existentes de centrales termosolares.
- Libros de texto y manuales técnicos donde se recoge la información básica sobre los conceptos físicos, matemáticos o termodinámicos necesarios. Desde las ecuaciones necesarias hasta las explicaciones teóricas de los distintos procesos ingenieriles que tienen lugar en una central de generación de electricidad como la tratada.
- Libros y artículos con carácter divulgativo de donde se han extraído definiciones, estadísticas y distintas clasificaciones empleadas sobre todo en la parte de introducción del presente trabajo.

La mayoría del material bibliográfico se ha obtenido a través de Internet, así como de bases de datos y repositorios electrónicos accedidos a través de la biblioteca de la Universidad Carlos III de Madrid. Es de especial relevancia el empleo de la base de datos ScienceDirect, para búsqueda y acceso a las publicaciones científicas.





## TEMA 2: EL RECURSO SOLAR

### 2.1 La radiación

#### 2.1.1 Conceptos fundamentales

La radiación es un mecanismo de transferencia de energía en forma de ondas electromagnéticas originadas por cualquier sustancia que posee una temperatura por encima del cero absoluto (0 K ó -273,15 °C). El aspecto fundamental que caracteriza la transferencia de energía por radiación, es que se puede llevar a cabo a través del vacío, es decir, sin necesidad de que exista ningún medio por el que se transmita. También, se debe mencionar que tiene lugar a una gran velocidad, en concreto a la velocidad de la luz. Por último, es importante señalar que la radiación se puede propagar tanto en sólidos como en líquidos o incluso gases (Çengel, 2004).

El fenómeno de la radiación logró ser comprendido gracias al trabajo realizado por James Clerk Maxwell, en 1864. Este físico, explicó como los campos magnéticos y eléctricos creados por el movimiento de pequeñas cargas o por la variación de las corrientes eléctricas, que se mueven a una gran rapidez se denominan ondas electromagnéticas o radiación electromagnética. Representan fundamentalmente la energía liberada tras provocar la excitación de los electrones modificando la configuración electrónica de los átomos. Max Planck definió la radiación electromagnética como la propagación de pequeños paquetes discretos de energía que denominó fotones o cuantos. También logró cuantificar la energía transmitida, a través de la frecuencia, en lo que se conoce como la Ley de Planck (Çengel, 2004):

$$e = h \cdot \nu \quad (1)$$

Donde  $h$  representa la constante de Planck que tiene un valor de  $6,6256 \cdot 10^{-34} \text{ J} \cdot \text{s}$ . La frecuencia se simboliza con  $\nu$  y la unidad que más se utiliza es el hercio, Hz.

Las ondas electromagnéticas, al igual que el resto, se definen a través de su longitud de onda y su frecuencia. La relación existente entre ambas es la siguiente (Çengel, 2004):

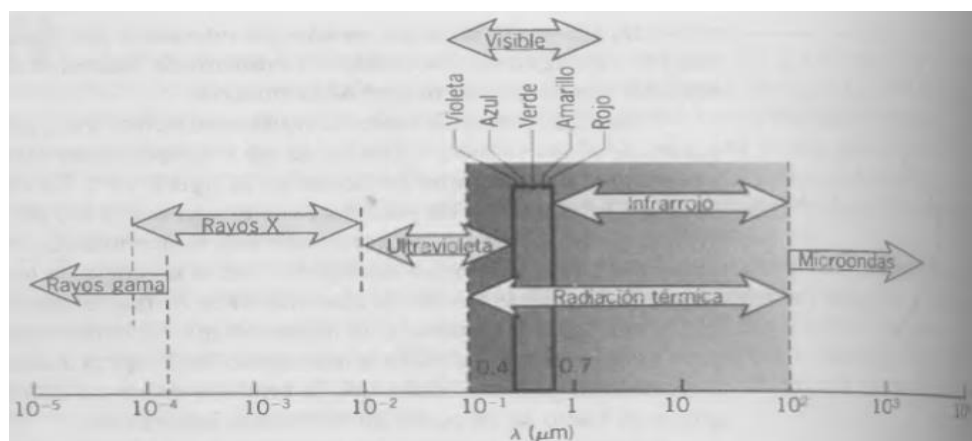
$$\lambda = \frac{c}{\nu} \quad (2)$$

Donde  $\lambda$  hace referencia a la longitud de la onda, expresada normalmente en micrómetros ( $\mu\text{m}$ ), siendo  $1 \mu\text{m} = 10^{-6} \text{ m}$ . Por último,  $c$  representa la velocidad de propagación de la onda en un determinado medio. Existe una relación entre esta velocidad y la de la luz a través de (Çengel, 2004):

$$c = \frac{c_0}{n} \quad (3)$$

En este caso,  $n$  es lo que se conoce como índice de refracción y es una característica de cada medio. Por ejemplo, en el vacío es uno, en el aire está muy próximo también a la unidad, mientras que en el agua toma un valor de 1,33. Por otra parte,  $c_0$  representa la velocidad de la luz en el vacío que es igual a  $2,9979 \cdot 10^8 \text{ m/s}$ .

Existe una forma de clasificar al conjunto de ondas electromagnéticas, en lo que se denomina el espectro electromagnético, figura 16. En él se ordenan las ondas a través de la longitud de onda. De este modo, se pueden diferenciar varios tipos de ondas que en general tienen comportamientos distintos.



**Figura 16. Espectro electromagnético. Fuente: Incropera y DeWitt, 1999.**

Los rayos gamma y los rayos X se engloban en el grupo de ondas de longitud de onda corta. Según la Ley de Planck, ecuación 1, estas son las que presentan una mayor energía y por tanto, deben ser evitadas dentro de lo posible. En el extremo contrario, con longitudes de onda largas, se encuentran las ondas microondas y las ondas de radio, con menores energías que las anteriores. En la zona central, se sitúa la radiación térmica que

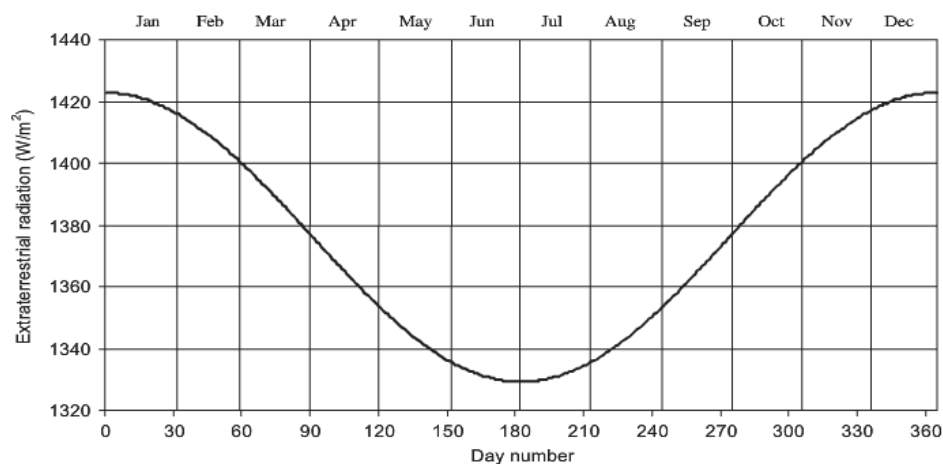


engloba el espectro visible y que es de interés a la hora de realizar cálculos de transferencia de calor. Por último, el rango que abarca aproximadamente desde los  $0,15 \mu\text{m}$  hasta los  $3 \mu\text{m}$  constituye la radiación solar, siendo la única parte del espectro de interés práctico en las aplicaciones solares. Al estar comprendido el espectro visible dentro de este rango, el Sol emite luz, por tanto, es una fuente luminosa.

### 2.1.2 La radiación solar

La radiación solar es ocasionada por la gran cantidad de energía que libera el Sol, ya que este es como un enorme reactor de fusión nuclear que llega a alcanzar temperaturas superiores a los veinte millones de grados Kelvin en su interior. Desde un punto de vista termodinámico, el sistema Sol-Tierra es como una máquina de calor constituida por un foco frío y un foco caliente. Para poder conocer mejor la influencia del Sol, este se suele estudiar como si fuese un cuerpo negro que se encuentra a una temperatura de  $5.670 \text{ K}$  (apuntes de energías renovables).

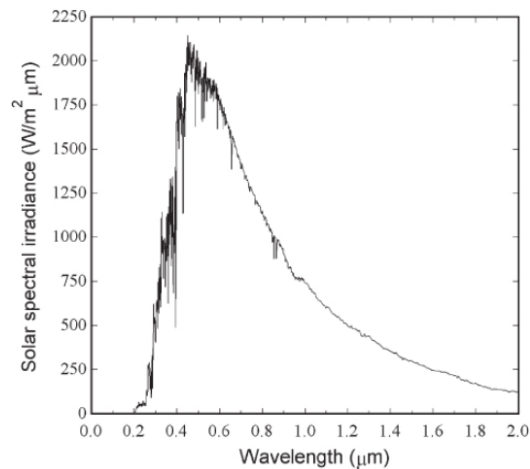
La energía por unidad de tiempo que incide sobre una superficie unitaria perpendicular a la dirección de los rayos solares situada en el exterior de la atmósfera a una distancia media entre el Sol y la Tierra, se denomina constante solar y se ha determinado que tiene un valor de  $1.367 \text{ W/m}^2$  (valor aprobado por el World Radiation Center). Este valor es ligeramente distinto a lo largo de cada año, ya que la distancia entre ambos cuerpos celestes se ve modificada. La evolución de la radiación extraterrestre a lo largo de los diferentes días medida en un plano perpendicular, se presenta en la figura 17:



**Figura 17. Evolución de la radiación extraterrestre a lo largo del año. Fuente: Kalogirou, 2013.**

Esta radiación se distribuye a lo largo del espectro según lo explicado anteriormente. En concreto, un 6,4 % del flujo recibido corresponde a longitudes de onda menores a  $0,38 \mu\text{m}$  o lo que es lo mismo a la radiación ultravioleta. El rango comprendido entre los  $0,38 \mu\text{m}$  y los  $0,78 \mu\text{m}$ , donde se sitúa el espectro visible, representa un 48 % de la energía

recibida. Por último, el 45,6 % restante, se corresponde con longitudes de onda mayores de  $0,78 \mu\text{m}$ . Esta distribución en el espectro, se observa en la figura 18.



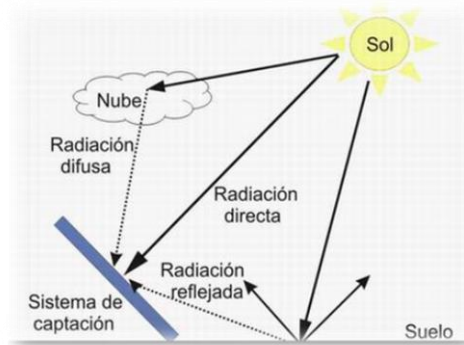
**Figura 18. Distribución espectral de la radiación solar que alcanza la Tierra. Fuente: Duffie y Beckman, 2013.**

Según lo expuesto anteriormente, es razonable pensar que la radiación solar sufrirá distintos fenómenos hasta alcanzar la Tierra debido fundamentalmente a la interacción de la misma con la atmósfera, en función de su longitud de onda.

En el caso de la radiación ultravioleta, la mayor parte es absorbida en la estratosfera, en la denominada capa de ozono; imposibilitando así, que la mayor parte de esta radiación que resulta nociva en grandes cantidades para los seres vivos, alcance la superficie de la Tierra (apuntes energías renovables). Por el contrario, tanto la radiación infrarroja como la parte del espectro visible apenas sufren ningún cambio al atravesar esta capa.

Sin embargo, la radiación perteneciente al espectro visible sí se ve afectada por las partículas contenidas en la atmósfera y esencialmente, por la presencia de agua, tanto en forma líquida (pequeñas gotas) como en forma de vapor, que absorben parte de la radiación y provocan su dispersión en todas direcciones.

Por último, aunque la radiación infrarroja no experimente ninguna anomalía al atravesar la atmósfera, sí que se ve atrapada en su camino inverso, es decir, gran parte de la radiación que es reflejada por la Tierra y redirigida de nuevo al espacio, se queda atrapada, en lo que se conoce como efecto invernadero.



**Figura 19. Tipos de radiación solar que alcanzan la superficie terrestre. Fuente: Pacco, 2008.**

La radiación procedente del Sol, tras experimentar distintos fenómenos en su camino hacia la superficie terrestre, se puede clasificar en los siguientes tipos, representados en la figura 19:

- Radiación directa: es la que procede directamente del Sol, es decir, de la esfera solar, que no hay sufrido ninguna desviación o dispersión.
- Radiación difusa: es aquella que ha sido desviada de su trayectoria original y ha sufrido distintos procesos de dispersión en su paso por la atmósfera. A modo ilustrativo se puede decir que es la radiación que existe en un día nublado. A su vez, se puede dividir en:
  - Radiación difusa isotrópica: comprende toda la radiación recibida uniformemente desde la bóveda celeste.
  - Radiación difusa circumsolar: es la aquella radiación no focalizada que está asociada a la radiación directa.
  - Radiación difusa del horizonte: procedente de la línea del horizonte.
- Radiación reflejada o de albedo: se compone de la radiación procedente del suelo, que ha experimentado el fenómeno óptico de la reflexión con las superficies que forman el suelo. La cantidad de radiación reflejada viene dada por un factor definido como coeficiente de albedo. En superficies como la nieve, que dispone de un coeficiente de albedo cercano a la unidad, este tipo de radiación es muy importante.
- Radiación global: es la suma de todas las contribuciones anteriores.

$$\text{Radiación global} = \text{Radiación directa} + \text{Radiación difusa} + \text{Radiación reflejada}$$

**Figura 20. Esquema composición de la radiación. Fuente: Fazilita energías renovables.**

## 2.2 Sistemas de captación de la radiación solar

En términos generales se puede decir que un colector solar es como un intercambiador de calor que recibe energía procedente del Sol, en forma de radiación y la transfiere a un fluido de trabajo. Este calor será empleado directamente en usos como el agua caliente sanitaria o la refrigeración pero también podrá ser almacenado para su posterior utilización en momentos de demanda máxima o en días nublados. A diferencia de los intercambiadores de calor tradicionales, donde la radiación apenas tiene importancia en la transferencia que se lleva a cabo entre los dos fluidos; en el caso de los colectores es el principal modo de intercambio (apuntes energías renovables).

Los colectores solares se clasifican fundamentalmente en dos grandes grupos:

- a) No concentradores o estacionarios: estos dispositivos disponen de un área de apertura igual a la del absorbedor, es decir, el área encargada de interceptar la radiación es del mismo tamaño que la superficie donde se produce la transferencia de calor al fluido térmico.
- b) Concentradores: la diferencia existente entre el área de apertura y la del absorbedor es lo que define la relación de concentración, C:

$$C = \frac{A_{\text{apertura}}}{A_{\text{absorbedor}}} \quad (4)$$

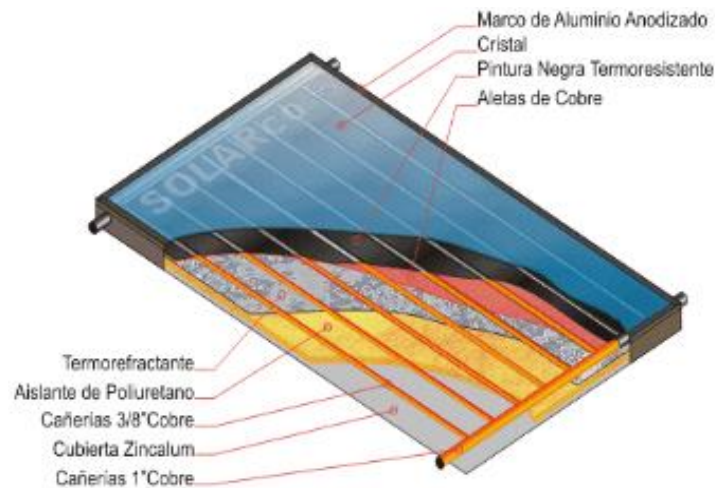
El objetivo de estos sistemas es concentrar la radiación en un área más pequeña logrando minimizar las pérdidas de calor con el exterior, alcanzando mayores temperaturas de trabajo.

### 2.2.1 Colectores estacionarios

#### **Colector plano**

El colector plano, a diferencia de los colectores concentradores, emplea tanto la radiación directa como la difusa para lograr calentar el fluido que circula por su interior. Existen diferentes clasificaciones de este tipo de colector:

- a) Según el estado físico del fluido térmico:
  - Estado líquido: principalmente agua con algún componente anticongelante.
  - Estado gaseoso: emplean aire.
- b) Según el rango de temperaturas de trabajo:
  - Media temperatura: disponen de una cubierta para reducir las pérdidas de calor y lograr trabajar a temperaturas entre 30°C y 85°C.
  - Baja temperatura: no tienen cubierta y por tanto, apenas alcanzan una temperatura de trabajo de 25°C.



**Figura 21. Elementos de un colector solar plano. Fuente: Seenergy Mexico.**

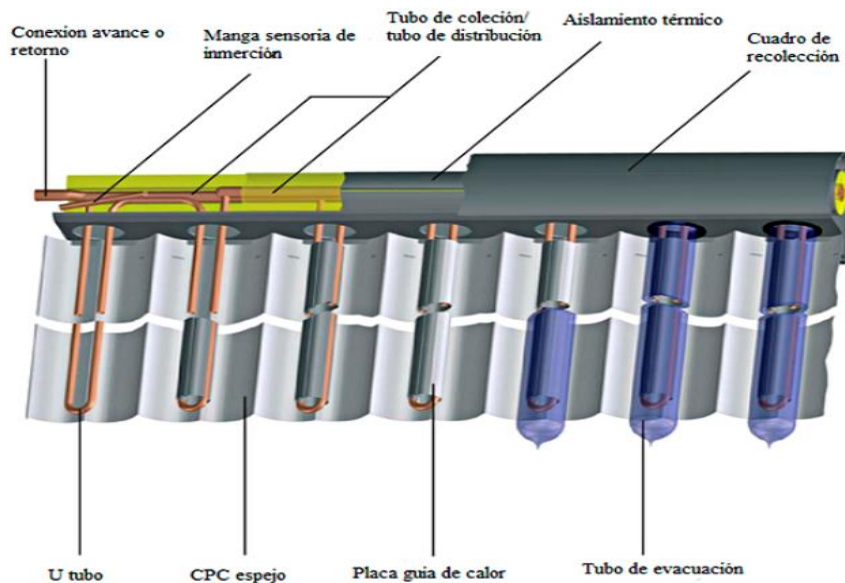
Para poder entender mejor el funcionamiento de los colectores, figura 21, es necesario conocer los distintos componentes que lo integran (apuntes energías renovables):

- La cubierta: se encarga de minimizar las pérdidas de calor con el exterior, tanto las provocadas por la emisión del material de la placa absorbente como la convección producida al existir una diferencia de temperaturas con el exterior. El material más empleado es el plástico aunque también se están comenzando a utilizar algunos plásticos.
- El convertidor, también denominado absorbedor: en esta parte se lleva a cabo la transformación de la radiación en calor que es transmitido al fluido de trabajo. Si se emplean líquidos está compuesto por una placa y los respectivos conductos colocados en serie o paralelo por los que circula el fluido. En el caso de un gas, únicamente se compone de la placa absorbente, circulando este por el espacio existente entre la placa y la cubierta. Se emplean recubrimientos selectivos para lograr un valor de absorbancia en torno al 0,95 y a su vez lograr reducir la emisividad todo lo posible.
- El circuito de fluido térmico: es el encargado de transportar el fluido de trabajo. Por tanto, debe estar unido al absorbedor de forma que se favorezca la transferencia de calor al máximo. Los materiales empleados para los tubos suelen ser cobre, aluminio o acero inoxidable.
- El aislamiento térmico: es un elemento situado entre la placa absorbente y la caja, cuyo objetivo principal es disminuir las pérdidas de calor por convección con el exterior. Se suele emplear fibra de vidrio o lanas minerales como la lana de roca.
- La caja: consiste en una estructura metálica donde están contenidos el resto de componentes mencionados, cuya misión es protegerlos de las condiciones ambientales del exterior.

El uso de estos dispositivos se centra en aplicaciones domésticas como la producción de agua caliente, calefacción o incluso refrigeración. Sin embargo, también se emplean en procesos industriales como el secado de maíz, tabaco o carnes y en el calentamiento del agua de las piscinas. La ventaja principal es su bajo coste en comparación con el resto de tecnologías ya que no necesita sistemas de seguimiento solar y sus componentes son relativamente sencillos al no disponer de elementos mecánicos. Esto también disminuye el mantenimiento necesario para su correcto funcionamiento.

### **Colector parabólico compuesto (CPC)**

Este sistema consiste en varios conductos de vidrio. Estos a su vez, están formados por tubos coaxiales entre los que se ha practicado el vacío y que se disponen comercialmente igual que en un colector plano, figura 22. La ausencia de un fluido entre ambos tubos concéntricos evita que se lleve a cabo la transferencia de calor por convección con el exterior. En el interior de los tubos coaxiales, se introduce un tubo en forma de U, que en su parte superior está conectado a un cabezal encargado de distribuir el fluido térmico de forma equitativa por todos los tubos. Para facilitar la absorción de la radiación incidente y disminuir la emisión producida por la alta temperatura que soporta el tubo en U, se aporta a la superficie exterior un recubrimiento selectivo (apuntes energías renovables).

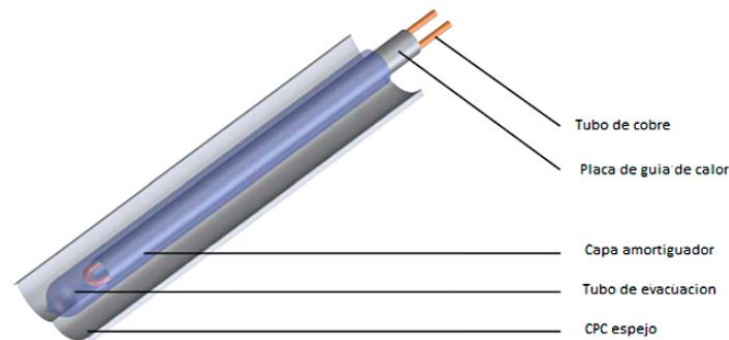


**Figura 22. Estructura de un colector parabólico compuesto. Fuente: Teknosol ecoingeniería.**

Otro de los componentes fundamentales que forman este tipo de colectores solares es el reflector. Consiste en una superficie que se sitúa en la parte inferior de los tubos de vidrio con el objetivo de captar la máxima radiación posible. Los reflectores más comunes tienen forma parabólica y son simétricos, aunque existen otros que no lo son. Para evitar que se produzca un puente térmico entre los reflectores y los tubos de vidrio, debe existir una holgura.



Un detalle constructivo a tener en cuenta es que ambos extremos del absorbedor o tubo con forma de U deben estar desacoplados térmicamente, es decir, no debe haber ningún contacto que facilite la transferencia de calor por conducción entre ambos.

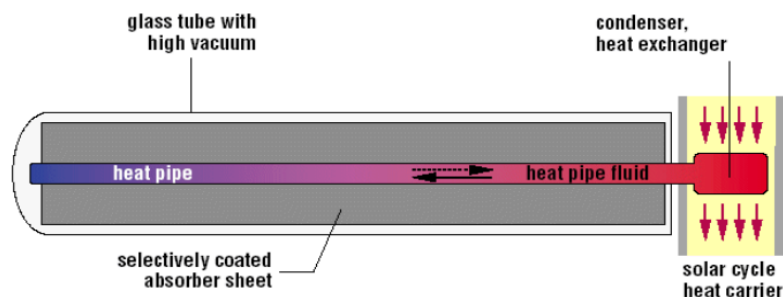


**Figura 23. Detalle de un tubo de vacío con reflector parabólico. Fuente: Teknosol ecoingeniería.**

En algunos casos, se añade un sistema de seguimiento solar bastante robusto a estos dispositivos con el objetivo de aumentar la temperatura de trabajo del colector gracias a que se logran relaciones de concentración cercanas a la decena (Kalogirou, 2013). Por tanto, el funcionamiento de esta tecnología hace difícil su clasificación en uno de los grandes grupos de colectores: los estacionarios y los concentradores.

### ***Colector de vacío de tubo de calor (heat pipe)***

El principal componente de este tipo de colectores es el tubo de calor o *heat pipe*. Un tubo cerrado, normalmente de cobre, posee en su interior un fluido que se evapora y condensa en el rango de temperaturas en el que funcionan estos colectores. Suele emplearse como fluido de trabajo un alcohol. Para aumentar la superficie del absorbedor se une al tubo una placa fina también de cobre. Para disminuir las pérdidas de calor se introduce todo este sistema en un tubo de vidrio en el que se efectúa el vacío y se aplica un recubrimiento selectivo a todo el área del absorbedor, ver figura 24. De esta forma, se eliminan las pérdidas de calor por convección, se reducen las de conducción y mejora la absorción a la vez que disminuye la cantidad de energía emitida por el tubo de calor.



**Figura 24. Esquema de funcionamiento de un tubo de calor o heat pipe. Fuente: volker-quaschnig.**

El funcionamiento es sencillo, la radiación solar, tanto directa como difusa, es interceptada por el absorbedor. El calor que se genera provoca un aumento de la temperatura del fluido del interior, provocando su evaporación. Gracias al efecto de la gravedad, la sustancia en estado gaseoso asciende por el tubo hasta la parte superior. Esta se encuentra situada dentro de la corriente del fluido que se quiere calentar, ya sea agua para su aprovechamiento directo en instalaciones de calefacción o agua caliente sanitaria o cualquier otro fluido que se pueda emplear por ejemplo para almacenar el calor en un tanque. En esta zona se produce el intercambio de calor latente o de cambio de fase entre el fluido del interior con la corriente exterior. Entonces el fluido se enfría y se condensa, retornando de nuevo a la parte baja del tubo de calor. Este ciclo se repite continuamente durante el tiempo de funcionamiento del colector. Un ejemplo comercial de este tipo de colectores, se puede ver en la imagen 25.



**Figura 25. Ejemplo de una instalación de colectores de tubo de vacío convencional.**

**Fuente: Cris Energía Solar.**

Algunas de las ventajas que presentan estos sistemas son que el deterioro o la ruptura de uno de los tubos no necesariamente implica el remplazo del colector completo, ya que se puede sustituir solamente el tubo dañado por otro nuevo. Otras configuraciones que también se comercializan en busca de aumentar la capacidad de estos colectores consisten en añadir reflectores planos a cada tubo, logrando aumentar la cantidad de radiación interceptada. De esta forma, se intenta aprovechar la radiación difusa enfocándola mejor sobre cada tubo. También, se pueden encontrar configuraciones CPC como las comentadas anteriormente, es decir, con reflectores parabólicos que mejoran aún más la actuación de estos colectores, alcanzando temperaturas mayores (Kalogirou, 2013.)

### **2.2.2 Colectores concentradores**

Un colector concentrador consiste en un sistema complejo formado por un receptor y un sistema óptico que recibe la radiación solar. El objetivo es disponer de una gran área de interceptación donde incida la radiación solar para posteriormente enfocarla en un área muy determinada, es decir, de un tamaño mucho menor que el concentrador. Al disminuir el tamaño del receptor se logran reducir las pérdidas de calor, mientras que se enfoca una gran cantidad de energía en ese espacio. Se denomina receptor a la parte del sistema encargada de absorber la radiación incidente y transmitirla al fluido de trabajo.



La utilización de los colectores concentradores presenta una serie de ventajas respecto al resto de tecnologías ya comentadas (Kalogirou, 2013):

- La temperatura que puede alcanzar el fluido térmico aumenta considerablemente, pudiendo emplearse en la obtención de electricidad a través de ciclos de potencia.
- El empleo de sistemas para incrementar el rendimiento del receptor supone una inversión económica muy baja en comparación con la mejora obtenida. Un aislamiento de vacío o un recubrimiento selectivo aumentan mucho la capacidad del receptor.
- El rendimiento termodinámico alcanzado es superior que en el caso de los colectores estacionarios, ya que para un mismo área de interceptación, la energía obtenida en forma de calor es mayor en los colectores de concentración.

En contraposición, también existen una serie de desventajas presentes en el empleo de los colectores concentradores (Kalogirou, 2013):

- Para poder ser una tecnología competitiva necesita unos complejos sistemas de seguimiento solar asociados a los elementos concentrados.
- Estos sistemas únicamente son capaces de concentrar en el receptor la componente directa de la radiación, desaprovechando la componente difusa que resulta importante en días con condiciones climatológicas adversas, donde la radiación global es menor.
- El mantenimiento de los componentes es mayor ya que la mayoría de ellos se encuentran a la intemperie y necesitan ser limpiados y comprobados con frecuencia.

A continuación se explicarán las tecnologías de captadores concentradores más desarrolladas:

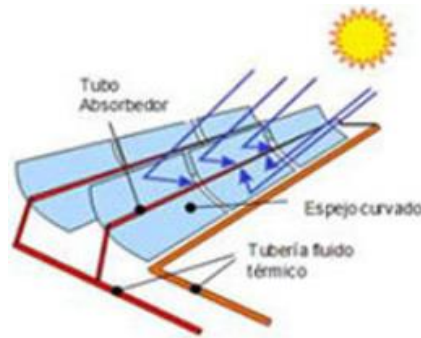
- Colectores cilindro parabólicos.
- Colectores Fresnel.
- Discos parabólicos, también denominados discos Stirling.
- Heliostato.

### ***Colector cilindro parabólico (CCP)***

Esta tecnología consiste en enfocar la radiación solar incidente sobre una superficie parabólica reflectora hacia un tubo absorbedor situado en el foco de la parábola, ver figura 26. El exterior del tubo dispone de un recubrimiento selectivo y a su vez se encuentra dispuesto en el interior de un tubo de vidrio con el objetivo de reducir las pérdidas de calor (apuntes energías renovables).

Por el interior del tubo se hace circular generalmente un aceite térmico que puede llegar que alcanzará temperaturas de unos 400°C, como máximo. Esta temperatura no debería

superarse para evitar la degradación del aceite térmico. Si se emplease agua como fluido térmico, se podría obtener vapor a una temperatura cercana a los 500°C.



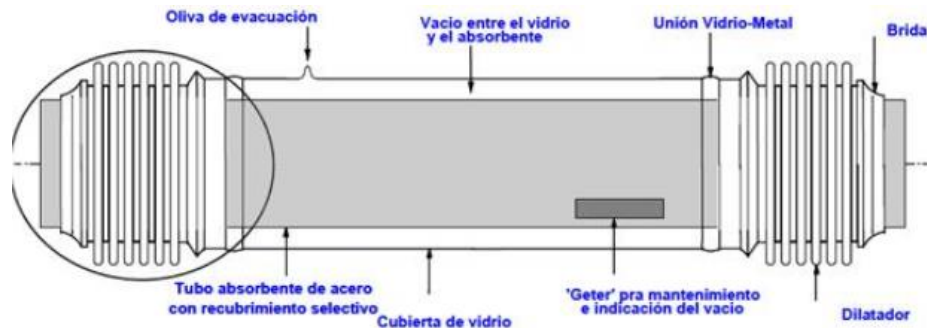
**Figura 26. Esquema de funcionamiento de un sistema de colectores cilindros parabólicos.**  
**Fuente: Ecovive, 2009.**

Actualmente se están introduciendo nuevos fluidos de trabajo como son las sales fundidas o el agua que no presentan problemas de degradación en el rango de temperaturas de trabajo de los colectores cilindro parabólicos. Normalmente, se aglutinan varios colectores cilindro parabólicos en una estructura de mayor tamaño, denominada módulo, que puede estar compuesta por varios cilindros con superficie especular asociados a un tubo receptor. Este módulo dispone de un sistema de seguimiento solar para mejorar la captación de la energía solar que se transformarán en calor.

A continuación, se van a comentar los diferentes elementos que forman parte de los sistemas cilindro parabólico (apuntes energías renovables):

- a) La estructura de soporte y la cimentación: en conjunto son las encargadas de aportar estabilidad y rigidez a los concentradores y al tubo absorbedor. El primer paso consiste en realizar una cimentación adecuada que soporte el peso de la estructura metálica donde se sitúan el resto de elementos. Existen dos configuraciones estructurales distintas conocidas como tubo de soporte central y la espacial. Ambas son dos maneras distintas de situar el receptor lineal sobre las parábolas concentradoras.
- b) El reflector cilindro parabólico: es el encargado de recibir la radiación solar y proyectarla sobre el tubo absorbedor. Están compuestos por dos partes claramente diferenciadas. Una es la superficie especular formada por una fina película de plata o aluminio que aporta las características ópticas requeridas. La otra parte sobre la que se apoyan estas películas es la encargada de aportar la rigidez y durabilidad necesaria al conjunto. Para ello, el material más empleado es el vidrio. La lámina reflectante se consigue aplicando una resina protectora al aluminio o plata depositados. Según las características del vidrio se distinguen: los reflectores de vidrio grueso (con espesores mayores a tres milímetros) y los reflectores delgados (con grosores inferiores al milímetro y medio)

- c) El tubo absorbedor: es el elemento donde se lleva a cabo la generación del calor provocada por la radiación solar incidente, que posteriormente, será transferido al fluido térmico. Se encuentra situado a lo largo de la lineal focal que forman los concentradores cilindro parabólicos.

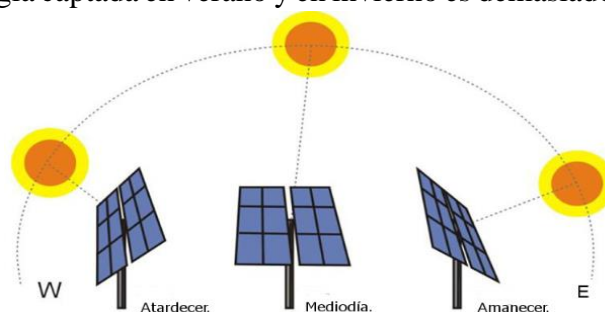


**Figura 27. Componentes de un tubo absorbedor. Fuente: Renewable Engineering, 2011.**

Como se puede ver en la figura 27, el tubo absorbedor está constituido por dos cilindros concéntricos. El exterior está fabricado de vidrio, mientras que el interior está construido con un material conductor e impregnado con un recubrimiento selectivo. Entre los dos tubos se realiza el vacío para evitar las pérdidas de calor por convección. En el exterior se colocan unos dispositivos denominados *getter* para mantener la estanqueidad interior absorbiendo cualquier posible molécula del fluido térmico que se haya fugado. Para recuperar el vacío cuando este se deteriora, se conecta una bomba al orificio denominado oliva de evacuación.

- d) Sistema de seguimiento solar: es uno de los elementos más importantes en la correcta actuación del colector. Gracias a este sistema, los concentradores son capaces de orientarse para captar la máxima radiación posible en el momento del día en el que estén funcionando, para así poder reflejarla sobre el tubo absorbedor. El sistema más empleado es el seguimiento a un solo eje de la posición del Sol. A su vez, existen dos configuraciones distintas:

- Alineación de los módulos conformados por los concentradores en la dirección Este-Oeste y seguimiento de Norte a Sur: el rendimiento decae durante el mediodía. Con esta configuración se obtiene algo más de energía durante el año que con cualquier otra configuración, pero la diferencia entre la energía captada en verano y en invierno es demasiado significativa.



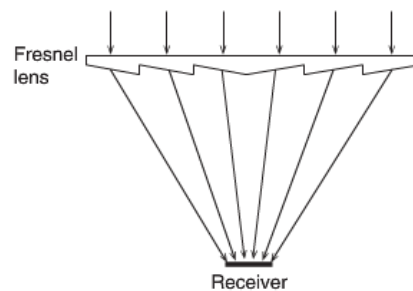
**Figura 28. Sistema de seguimiento de un único eje con orientación de los concentradores en la dirección Norte-Sur. Fuente: Cambio energético.**

- Alineación de los módulos en la dirección Norte- Sur y seguimiento de Este a Oeste: en este caso, figura 28, el rendimiento es peor en las primeras horas de la mañana y al atardecer. Sin embargo, la energía obtenida durante un año es más constante que en el caso anterior, existiendo una menor diferencia entre los meses de invierno y los de verano.

Para poder accionar los mecanismos del sistema de seguimiento solar que deben ser capaces de llevar a toda la estructura, compuesta por varios módulos, a la posición correcta según la situación del Sol, se emplean sistemas mecánicos e hidráulicos o eléctricos.

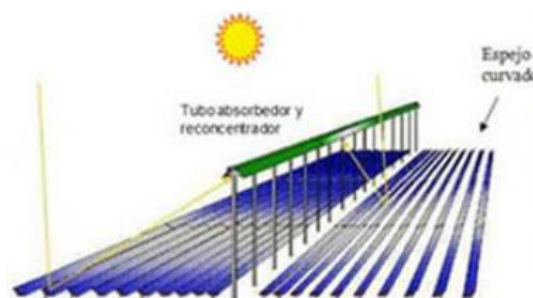
### **Colectores Fresnel**

Existen dos variantes dentro de los colectores Fresnel. El primero de ellos, está basado en el uso de las lentes Fresnel, a través de las cuales pasa la radiación solar que es enfocada hacia un receptor puntual (Kalogirou, 2013). Las lentes se posicionan entre el Sol y el receptor como se indica en la figura 33.



**Figura 29. Esquema de funcionamiento de un colector de lentes Fresnel. Fuente: Kalogirou, 2013.**

El otro sistema emplea unos concentradores lineales para reflejar la radiación incidente sobre un tubo situado a una cierta altura. Esta configuración se conoce como colectores lineales de Fresnel. Una de las ventajas que presenta la tecnología de concentración Fresnel es la sencillez de los colectores lineales, formados por tiras de vidrio con una ligera curvatura. El coste de fabricación es mucho menor que en el caso de los colectores cilindro parabólicos.



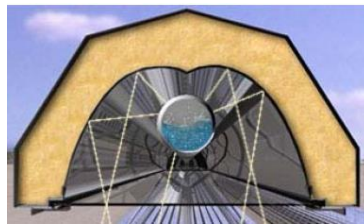
**Figura 30. Esquema de funcionamiento de un sistema de concentradores lineales Fresnel. Fuente: Ecovive, 2009.**

El principal inconveniente que presentan los sistemas de concentración lineal Fresnel es el aprovechamiento del terreno. La colocación de los colectores requiere mucho espacio si se quieren emplear en el sector de la generación de electricidad. Aparte existen muchos problemas sobre la disposición adecuada para evitar el bloqueo y el sombreado que realizan unos reflectores sobre otros.

El sistema de seguimiento más empleado, para poder optimizar la cantidad de radiación interceptada es el denominado seguimiento a un solo eje. Una de las ventajas de este sistema es la posibilidad de orientar varias filas de espejos a la vez porque el movimiento relativo entre ellos es el mismo durante todo el día (SolarPaces).

En cuanto al sistema de recepción, existen diferentes configuraciones (Feldhoff, 2012):

1. Tubo absorbedor con reflector secundario: el tubo receptor posee un recubrimiento selectivo para la mejor captación de la radiación solar incidente. El conjunto se encuentra rodeado un reflector secundario, encargado de orientar la radiación procedente de los concentradores primarios lineales hacia el tubo absorbedor. Esta configuración se observa en detalle en la figura 31.



**Figura 31. Sistema de tubo receptor con reflector secundario aislado. Fuente: Feldhoff, J.F. 2012.**

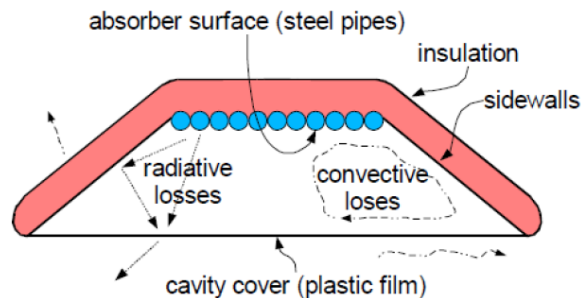
2. Tubo receptor de vacío con reflector secundario: en este caso, ver figura 32, entre el tubo de vidrio exterior y el tubo absorbedor se realiza el vacío para evitar las pérdidas de calor por convección. La eficiencia óptica de este configuración es ligeramente menor que la anterior.



**Figura 32. Sistema de tubo receptor de vacío con reflector secundario. Fuente: Feldhoff, J.F. 2012.**

3. Cavity con tubos paralelos: se compone de una estructura en la que se introducen una serie de tubos, que compondrán la superficie absorbente. Los tubos están fabricados en acero y son más pequeños que en el resto de configuraciones. Para disminuir la transferencia de calor con el exterior, se coloca una cubierta de

plástico o de vidrio en la entrada de la cavidad donde se sitúan los tubos. Un receptor con esta configuración se puede observar en la figura 33.



**Figura 33. Receptor de cavidad con tubos paralelos. Fuente: Feldhoff, J.F. 2012.**

La tecnología de concentración Fresnel aún se encuentra en fase de desarrollo y, dispone de un gran potencial para hacer frente al resto de tecnologías de concentración solar. Las líneas de futuro pasan por conseguir optimizar el sistema receptor, permitiendo alcanzar mayores temperaturas de trabajo, a través de mejores reflectores secundarios y materiales que soporten mejor las altas temperaturas. También se espera mejorar su implantación en centrales de generación de electricidad gracias al perfeccionamiento de los colectores concentradores y con la introducción de ciclos de potencia adaptados a las temperaturas logradas (Feldhoff, 2012).

### ***Colector disco parabólico***

Su funcionamiento consiste en enfocar la radiación directa incidente sobre una superficie paraboloide en su foco, donde se sitúa un receptor que absorberá el calor recibido y lo transferirá al fluido térmico. El calor generado en el receptor puntual puede ser empleado en la obtención de electricidad a través del empleo de un motor tipo *Stirling* o ser transportado hasta una central de generación de potencia.

Las ventajas que presentan estos sistemas se deben fundamentalmente a la alta relación de concentración que consiguen. En la mayoría de los casos están por encima de mil, lo que facilita que se puedan alcanzar temperaturas en torno a los 850°C y en algunas aplicaciones recientes por encima de los 1500°C. Este hecho se traduce en ser la tecnología concentradora con mejores rendimientos térmicos (Kalogirou, 2013).

Por el contrario, la concentración con disco parabólico presenta una serie de inconvenientes que están ralentizando su proliferación. El principal se debe al alto coste de construcción y mantenimiento asociados a esta tecnología. Otro problema está relacionado con la consecución de grandes potencias asociadas al empleo de los discos parabólicos en la generación de electricidad, ya que cada módulo suele producir una potencia en torno a los 25 kW. Pese a que se ha logrado fabricar módulos que consiguen potencias eléctricas de hasta 50 kW (SolarPaces, 2013), su uso a corto plazo parece estar orientado al autoabastecimiento.



Los principales componentes de la tecnología de concentración con disco parabólico son:

- El concentrador: es un disco parabólico fabricado en fibra de vidrio. Para fabricar la superficie reflectante existen dos tecnologías: la instalación de delgadas láminas de vidrio sobre la estructura parabólica (ver imagen izquierda de la figura 34) o el empleo de membranas tensionadas sobre la misma (imagen derecha de la figura 34).



**Figura 34. Disco parabólico de espejos (imagen izquierda). Fuente: Protermosolar. Disco parabólico de membrana tensionada (imagen derecha). Fuente: PSA, Ciemat.**

- El receptor: está situado en el foco del paraboloide, es el encargado de absorber la radiación solar y transformarla en calor que se transfiere al fluido de trabajo. Existen dos modelos diferentes: el primero de ellos, solo obtiene energía durante las horas de actividad solar, se conoce como *solo-solar* (figura 35). El segundo modelo lleva asociado un quemador para obtener energía de forma continua durante todo el día (apuntes energías renovables).



**Figura 35. Receptor de tubos de tipo *solo-solar* asociado a un motor Stirling. Fuente: Wordpress, 2009.**

- El sistema de seguimiento solar: empleado en los discos parabólicos es de dos ejes. Existen dos métodos distintos: uno que se basa en el seguimiento en altura y azimut y el otro método se basa en el seguimiento polar. En el primero de ellos, los movimientos se realizan en un plano paralelo a la superficie terrestre y en su plano perpendicular (azimut y altura). En el caso del seguimiento polar, el método es algo más complejo, debido a que se lleva a cabo una rotación con la inclinación de la Tierra de unos 15°/hora para seguir la evolución del Sol desde el amanecer

hasta el ocaso y una corrección relativa a la declinación producida por el día del año en que se realiza el seguimiento (SolarPaces, 2013)

Los fluidos de trabajo más apropiados para los sistemas de discos parabólicos son los gases, por la capacidad que presentan de ser comprimidos

### ***Helioestado***

Esta tecnología consiste en emplear estructuras discretas compuestas por varios espejos que concentren la radiación solar directa recibida sobre un receptor central, situado en una torre. El área reflectante de un helioestado suele oscilar entre los 50 m y los 150 m (Kalogirou, 2013). Las unidades que conforman la superficie reflectante se suelen denominar facetas y son espejos con una ligera curvatura, que disponen de una alta reflectividad .

La utilización de los helioestados como interceptadores de la radiación solar que posteriormente reflejarán sobre el receptor donde se lleva a cabo la transferencia de calor al fluido de trabajo, viene ligada a los siguientes componentes:

- El sistema de seguimiento solar: empleado es el seguimiento a dos ejes, tanto en altura como en azimut debido a que es necesario que los helioestados sitúen correctamente al Sol captando la mayor radiación directa posible incidiendo perpendicularmente a los mismos. Esta disposición se muestra en la figura 36.



**Figura 36. Sistema de seguimiento de dos ejes implantado en los helioestados. Fuente: Linak.**

- La torre y su cimentación: se emplean para situar al receptor a una distancia y altura adecuadas para recibir la mayor radiación posible del campo de helioestados. La mayoría de las torres construidas disponen de más de 100 m de altura (figura 37), aunque las líneas futuras se orientan a la construcción de torres de menor tamaño abaratando los costes, empleando estructuras metálicas de fácil instalación. En la mayoría de los casos, solo se construye una única torre asociada a un gran campo de helioestados, lo que conlleva la disminución del rendimiento óptico de los helioestados y de la radiación concentrada sobre el receptor.





**Figura 37. Ejemplo de torre única de más de 100 m. Fuente: Ecovive, 2009.**

- El receptor: es el elemento encargado de recibir la radiación solar y transferir el calor generado al fluido de trabajo. Existen diferentes configuraciones con el objetivo de optimizar la transferencia de calor realizada al fluido, minimizando las pérdidas con el exterior. Es un elemento crítico que se encuentra muy exigido debido a las altas temperaturas que soportan sus materiales. Existen diferentes configuraciones de receptores que serán definidos más a fondo en los siguientes capítulos.

Esta tecnología es una de las más desarrolladas debido al gran potencial disponible gracias a las temperaturas logradas, que se sitúan normalmente en torno a los 500-600°C, pudiendo alcanzar hasta un máximo de 1000-1400°C en el caso de la transferencia directa del calor al fluido sin necesidad de ningún medio conductor (apuntes energías renovables).

La evolución de los heliostatos está dando lugar a estructuras menos robustas y pesadas, con superficies reflectantes menores, como la empleada en este trabajo, con el objetivo principal de obtener una mejor distribución del campo evitando los problemas de bloqueos y sombras en los heliostatos. Hasta ahora, se pensaba que el empleo de heliostatos con mayor área reflectante era la mejor forma de obtener buenos rendimientos ópticos y disminuir los costes asociados a la construcción del campo de heliostatos.

### ***2.2.3 Características principales de las tecnologías solares***

En la siguiente tabla, se muestran algunos de los parámetros más importantes que definen las diferentes tecnologías de captación solar mencionadas. Se recogen algunos de los parámetros de diseño a tener en cuenta en la selección de la tecnología más apropiada a la aplicación en la que se va a emplear.

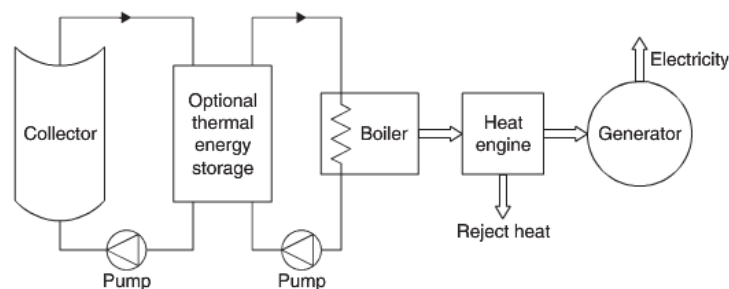


<b>Movimiento</b>	<b>Tipo de colector</b>	<b>Tipo de absorbedor</b>	<b>Relación de concentración</b>	<b>Temperatura de trabajo (°C)</b>
<b>Estacionario</b>	Colector plano	Plano	1	30-80
	Colector de vacío de tubo de calor	Plano	1	50-200
	Colector parabólico compuesto	Tubular	1-5	60-240
<b>Seguimiento de un solo eje</b>	Colector parabólico compuesto	Tubular	5-15	60-300
	Colector lineal Fresnel	Tubular	10-40	60-250
	Colector cilindro parabólico	Tubular	10-85	60-400
<b>Seguimiento de dos ejes</b>	Disco parabólico	Puntual	600-2000	100-1500
	Helioestado	Puntual	300-1500	150-2000

**Tabla 2 Características técnicas de los principales tipos de colectores. Fuente: Kalogirou, 2013.**

## 2.3 Aplicaciones de la energía solar en plantas de potencia

La obtención de energía en centrales de potencia, viene ligada a la utilización de tecnologías solares que permiten alcanzar altas temperaturas de trabajo. El calor transferido a un fluido, es transportado hasta la zona de generación de potencia, donde a su paso por las turbinas, se obtiene el trabajo al igual que ocurre en las plantas convencionales de combustibles fósiles. La unión de un generador eléctrico al bloque de potencia posibilita la obtención de energía eléctrica. Un esquema general de la composición de las plantas termosolares se muestra en la figura 38:



**Figura 38. Diagrama de los principales componentes de una planta termosolar. Fuente: Kalogirou, 2013**

El principal inconveniente de la explotación de este tipo de plantas que emplean la tecnología solar, reside en la temperatura de trabajo seleccionada. Cuanto mayor temperatura se alcance a la salida de los receptores solares, mejores rendimientos se obtienen en la parte de generación de potencia, ya que mayor es la diferencia entre la temperatura del foco frío y del caliente (rendimiento de Carnot). Sin embargo, las pérdidas de calor en el receptor por convección y radiación también serán más significativas (Kalogirou, 2013).

Las únicas tecnologías solares que pueden ser empleadas en este tipo de centrales para obtener el calor que es necesario suministrar al bloque de potencia, son aquellas que emplean colectores de concentración. Entre ellas, destaca la utilización de los colectores cilindro parabólicos, ya que son los sistemas más utilizados y que se encuentran más desarrollados comercialmente. En el lado contrario, se encuentran los sistemas de concentradores lineales Fresnel que apenas han sido explotados comercialmente.

Para mejorar la producción de este tipo de centrales se suelen emplear sistemas de almacenamiento, que permiten que la central siga funcionando incluso durante días nublados o por las noches. En el caso de las centrales de receptor central, se emplea por ejemplo el almacenamiento de sales, que se compone de dos tanques, uno caliente donde va a parar la sal procedente del receptor y otro frío, de donde se obtiene la sal que va a ser calentada.

### *2.3.1 Centrales termosolares de receptor cilindro parabólico*

Dentro de esta tecnología se pueden distinguir dos tipos de centrales: las usadas para obtener calor, que se empleará directamente en otros procesos y las destinadas a la generación de electricidad.

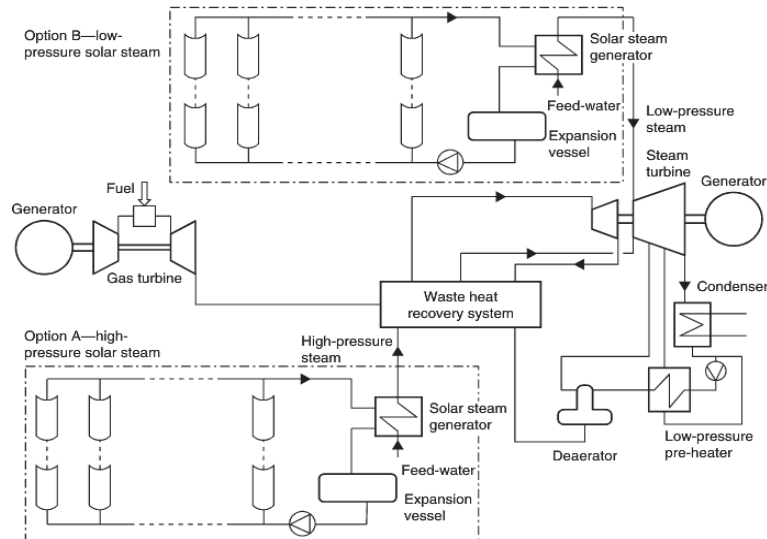
En el primer caso, las centrales constarán de tres partes (aportes energías renovables).

- La zona de conversión de la radiación solar en calor gracias al empleo de los colectores cilindro parabólicos.
- Una zona intermedia, que puede incluir almacenamiento térmico para poder operar durante más horas, donde se genere vapor a través de un intercambiador de calor.
- Una parte de abastecimiento, donde se empleará el vapor generado en procesos industriales o en la climatización de los hogares.

Sin embargo, el uso más común de esta tecnología radica en la generación de electricidad, la cual ha sido extensamente probada durante décadas. El sistema se compone del campo de colectores con sistema de seguimiento a un solo eje, donde es interceptada la radiación y concentrada sobre el tubo receptor situado en la línea focal de todos ellos. El calor obtenido en el receptor es transportado por el fluido térmico hasta la zona de generación de vapor. En esta parte, el fluido térmico cede calor al agua que forma parte del ciclo Rankine de potencia. El agua alcanza el estado de vapor sobrecalentado tras lo cual, se hace pasar el flujo de vapor generado a través de la turbina de vapor donde se extrae el trabajo de dicho flujo. Posteriormente, se condensa para obtener de nuevo agua en estado líquido que vuelve a ser impulsada a través de los intercambiadores de calor, repitiéndose de nuevo el ciclo.

En busca de una capacidad de producción mayor y de forma más continua, se emplean sistemas de almacenamiento de sales. De este modo, la planta puede seguir operando durante las horas de ausencia de Sol. En la misma línea, actualmente todas las centrales operan con caldera de apoyo, lo que significa que disponen de un sistema de aporte de calor a través de combustibles fósiles, normalmente gas natural.

Una configuración más reciente, mostrada en la figura 39, trata de emplear la tecnología solar de colectores cilindro parabólicos como apoyo a una turbina de gas, en lo que se denomina integración solar en ciclo combinado (ISCCS, por sus siglas en inglés). El objetivo de esta configuración consiste en aprovechar la corriente de gases de escape de una turbina de gas. Los gases que se encuentran a una alta temperatura aportan un calor que se une al calor aportado por uno de los campos de colectores para obtener el vapor sobrecalentado que se introduce en la turbina de alta presión de un ciclo Rankine. Las turbinas de media y baja presión se alimentarán con el vapor generado por otro campo de colectores y por la corriente recalentada procedente de la turbina de alta (SolarPaces, 2013)



**Figura 39. Diagrama de un sistema de integración solar en ciclo combinado. Fuente: Kalogirou, 2013.**

Uno de los ejemplos más importantes de utilización de esta energía se encuentra en el desierto de Mojave en California, donde se sitúa un complejo de plantas termosolares de cilindro parabólicos denominado SEGS. En conjunto dispone de 354 MWe (megavatios eléctricos) de potencia que se distribuyen en nueve centrales diferentes, que se recogen en la tabla 3:

Central	Comienzo de operación	Potencia (MWe)	Temperatura de operación (°C)	Energía anual obtenida (MWh)
<b>I</b>	1985	13,8	307	30,100
<b>II</b>	1986	30	316	80,500
<b>III</b>	1987	30	349	92,780
<b>IV</b>	1987	30	349	92,780
<b>V</b>	1988	30	349	91,820
<b>VI</b>	1989	30	390	90,850
<b>VII</b>	1989	30	390	92,646
<b>VIII</b>	1990	80	390	252,750
<b>IX</b>	1991	80	390	256,125

**Tabla 3. Características de las centrales que componen SEGS. Fuente: Kalogirou, 2013.**

Estas instalaciones, mostradas en la figura 40, contribuyeron enormemente al desarrollo de las plantas termosolares de colectores cilindro parabólicos. En las diversas plantas se han probado distintos tipos de colectores con el objetivo de mejorar la eficiencia del proceso, obteniendo mayores temperaturas de operación gracias al incremento de la reflectancia de los colectores. Se ha logrado disminuir los costes de mantenimiento gracias al empleo de sistemas de auto limpieza en los colectores. Por último, se han introducido sistemas de apoyo y nuevas configuraciones que logran aumentar la capacidad de producción de las plantas termosolares de colectores cilindro parabólicos frente a arquitecturas únicamente solares (SolarPaces, 2013).



**Figura 40. Complejo SEGS centrales termosolares III-VII. Fuente: Hoffman, 2008.**

Otra de las centrales de mayor potencia instalada se encuentra también en Estados Unidos, en este caso en Arizona. Se denomina Solana y está situada en Gila Bend, a escasos kilómetros de la ciudad de Phoenix. El propietario de la planta termosolar es la multinacional española Abengoa. En la tabla 4, se muestran las principales características de la central Solana.

Nombre	Puesta en marcha	Potencia instalada (MW)	Extensión (ha)	Sistema de almacenamiento	Inversión de capital (\$)
<b>Solana</b>	2013	280	777	Sales fundidas, 6 horas	2 billones

**Tabla 4. Características técnicas y operativas de la central termosolar Solana en Arizona. Fuente: Power-Technology.**

En España, uno de los complejos de generación eléctrica de mayor extensión que emplea colectores de concentración cilindro parabólicos, se encuentra situado en Granada, concretamente en las localidades de Aldeire y Calahorra. Está compuesto por tres centrales termosolares denominadas Andasol 1, 2 y 3, cuyas características se recogen en la tabla 5. El coste total de su construcción se estima en unos 900 millones de euros.

Nombre	Puesta en marcha	Potencia instalada (MW)	Extensión (ha)	Sistema de almacenamiento
<b>Andasol 1</b>	2008	50	200	Sales fundidas, 7,5 horas
<b>Andasol 2</b>	2009	50	200	Sales fundidas, 7,5 horas
<b>Andasol 3</b>	2011	50	200	Sales fundidas, 7,5 horas

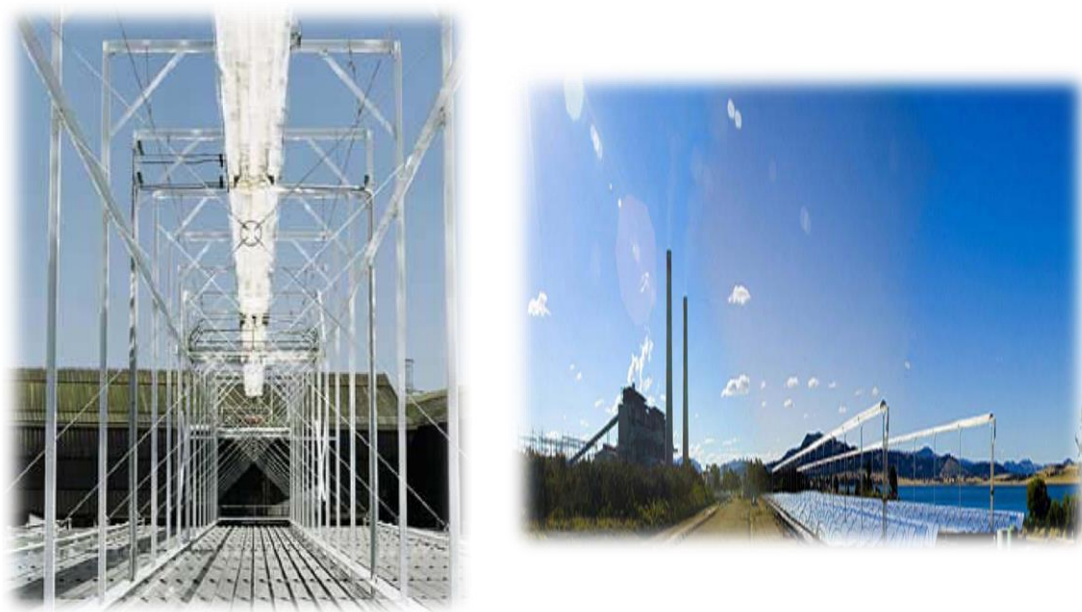
**Tabla 5. Características técnicas y operativas del complejo Andasol en Granada. Fuente: Protermosolar.**



Existe un gran número de plantas termosolares comerciales que emplean esta tecnología, proyectadas y en ejecución en diferentes países del mundo. En el caso español, no se prevé la construcción de ninguna nueva central de colectores cilindro parabólicos en los próximos años. Se atisba un gran crecimiento de esta tecnología en países emergentes como es el caso de la República de Sudáfrica o India, junto con la consolidación en Estados Unidos (Protermosolar).

### ***2.3.2 Centrales termosolares de concentradores lineales de Fresnel***

El desarrollo comercial de las plantas termosolares que emplean concentradores lineales Fresnel es muy inferior al del resto de tecnologías de concentración. Sin embargo, existen algunas empresas que han apostado por empezar a probar su tecnología directamente en centrales de producción de potencia. En la figura 41, se pueden ver dos ejemplos de centrales termosolares que emplean concentradores lineales Fresnel instaladas en Bélgica y Francia.



**Figura 41. Planta termosolar Solarmundo de tecnología Fresnel situada en Bélgica (imagen izquierda). Planta termosolar Augustin Fresnel I en Francia. Fuente: Feldhoff, 2012.**

Apenas seis países han decidido apostar por esta tecnología entre los cuales se encuentra España. En la tabla 6, se muestra un resumen de las principales centrales termosolares de colectores Fresnel que están actualmente en operación en todo el mundo.



Nombre	Puesta en marcha	Localización	Potencia instalada (MW)	Otras características
<b>Solarmundo</b>	1998	Liège, Bélgica	-	2400 m <sup>2</sup>
<b>Liddell</b>	2008	Liddell, Australia	-	Empleo de precalentamiento 18,490 m <sup>2</sup>
<b>Augustin Fresnel I</b>	2009	Themis platform, Francia	-	-
<b>Kimberlina</b>	2009	California, Estados Unidos	5 MW	-
<b>Liddell</b>	2010	Liddell, Australia	13,3 MW	-
<b>Reliance Areva CSP 1</b>	2014	India	125 MW	-

**Tabla 6. Características técnicas y operativas de distintas centrales termosolares con tecnología de colectores lineales Fresnel. Fuente: Feldhoff, 2012 y Protermosolar.**

En España hay tres centrales que operan con colectores lineales de Fresnel. Una de ellas está situada en la Plataforma Solar de Almería (PSA) y únicamente tiene como objetivo demostrar que es posible la obtención de vapor directamente en los tubos absorbedores de los sistemas Fresnel. La obtención de vapor de forma directa tiene numerosos problemas ya que conlleva el control y transporte de un sistema bifásico, agua-vapor.

Las otras dos instalaciones termosolares forman parte de un complejo denominado Puerto Errado, situado en Murcia. La finalidad de ambas, es la producción de electricidad empleando la tecnología de colectores Fresnel. En la tabla 7, se muestra un resumen de las centrales situadas en territorio español.

Nombre	Puesta en marcha	Localización	Potencia instalada (MW)	Otras características
<b>Fresdemo</b>	2007	PSA, España	-	Hasta 450°C
<b>Puerto Errado I</b>	2009	Calasparra, España	1,4	Vapor saturado 50 bar, almacenamiento 0,5 horas
<b>Puerto Errado II</b>	2012	Calasparra, España	30	Vapor saturado 55 bar, almacenamiento 0,5 horas

**Tabla 7. Características técnicas y operativas de distintas centrales termosolares de colectores lineales Fresnel en España. Fuente: Feldhoff, 2012.**

Pese al escaso recorrido comercial experimentado por esta tecnología, existen algunas centrales termosolares de concentradores lineales de Fresnel en construcción en países como Francia y Australia (Protermosolar).

### **2.3.3 Centrales termosolares de discos parabólicos o discos Stirling**

Los discos parabólicos operan reflejando toda la radiación interceptada sobre su foco generando calor. El calor puede ser empleado directamente por otros procesos o puede utilizarse para la producción de electricidad. Este es su uso más común, pudiendo obtenerse in situ a través de un motor conectado a un alternador situado en el foco de cada disco parabólico, o transportar el calor a una central de generación.

El principal problema que radica en el empleo de los discos parabólicos es su alto coste en comparación con el resto de tecnologías concentradoras, aunque es una de las que más potencial tiene debido a las altas temperaturas que se pueden llegar a conseguir.

Las tecnologías más competitivas son las de producción de electricidad en el propio receptor, para lo que se necesita tener asociado un motor conectado a un generador. De este modo, se alcanzan los mejores rendimientos de conversión de energía solar en eléctrica, que se sitúan en torno al 40 % (SolarPaces).

Los motores Stirling son idóneos para este tipo de aplicaciones debido a que su duración es mayor que la de los motores convencionales, ya que no se queman combustibles en su interior. Es un motor de combustión externa. En segundo lugar, permite asociar quemadores de gas, para poder obtener electricidad de forma continua (apuntes energías renovables).

En la actualidad, apenas existen plantas termosolares comerciales que empleen discos parabólicos. Los dos únicos ejemplos se presentan en la tabla 8.

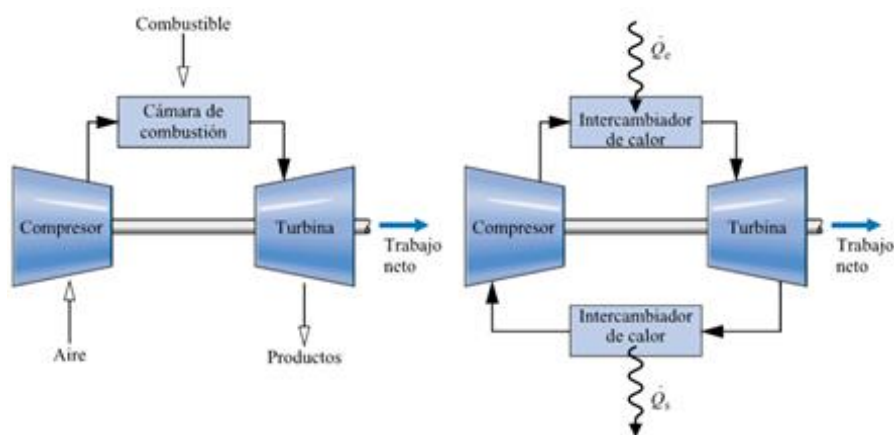
Nombre	País	Localización	Potencia instalada (MW)	Almacenamiento
Maricopa	Estados Unidos	Arizona	1,5	-
Casa del Ángel	España	Cuenca	1	No

**Tabla 8. Características técnicas y operativas de las centrales termosolares de disco Stirling. Fuente: Protermosolar y CSP world.**

Estos datos demuestran que la mayoría de los países no confían aún en el potencial de esta tecnología. Todavía se necesitan algunos avances más para que alcance su fase de expansión. Por ello, en países como en Estados Unidos, España y otros países europeos o asiáticos como Corea o China se está investigando el desarrollo de nuevas configuraciones de discos parabólicos para lograr disminuir su coste manteniendo los buenos rendimientos alcanzados.

### 2.3.4 Centrales termosolares de receptor central o torre de potencia

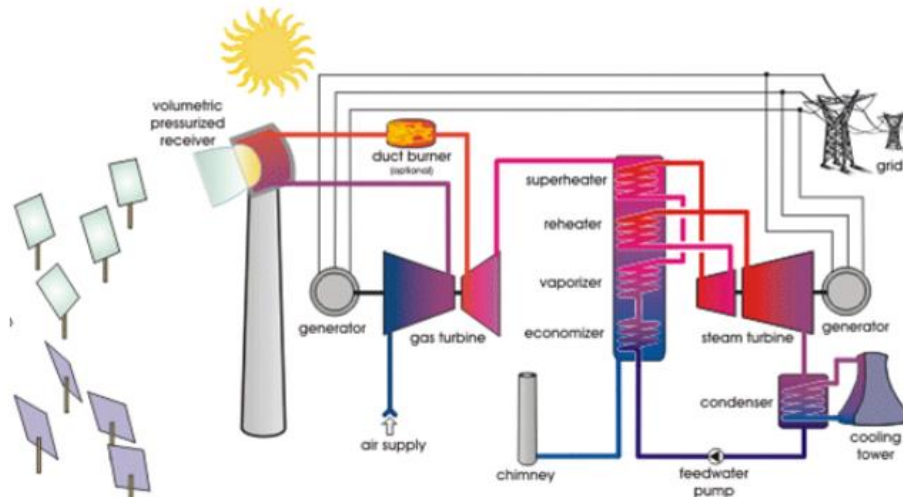
Las centrales termosolares de receptor central emplean multitud de heliostatos que disponen de sistemas de seguimiento a dos ejes para concentrar la radiación sobre la torre. Estas centrales, gracias a las altas temperaturas de operación que alcanzan, en torno a 600°C o incluso más, permiten la generación de potencia a través de un ciclo Rankine o un ciclo Brayton. En este último caso, las temperaturas obtenidas deben ser incluso mayores y se suele emplear como fluido de trabajo el aire. Por tanto, es necesario diseñar el receptor de manera adecuada para poder transferir al aire la mayor cantidad posible de calor, minimizando las pérdidas con el exterior y reduciendo los costes.



**Figura 42. Esquema de un ciclo Brayton abierto (imagen izquierda) y de un ciclo Brayton cerrado (imagen derecha). Fuente: apuntes de máquinas y centrales térmicas.**

En un ciclo abierto tradicional de Brayton, el aire comprimido ingresa en una cámara de combustión donde se quema en presencia de combustible, elevando su temperatura para posteriormente hacer pasar la corriente a través de una turbina donde se extrae el trabajo. Si el aire que recorre el ciclo es siempre el mismo, se emplea un ciclo de Brayton cerrado. En la figura 42, se presentan los principales componentes de ambas configuraciones.

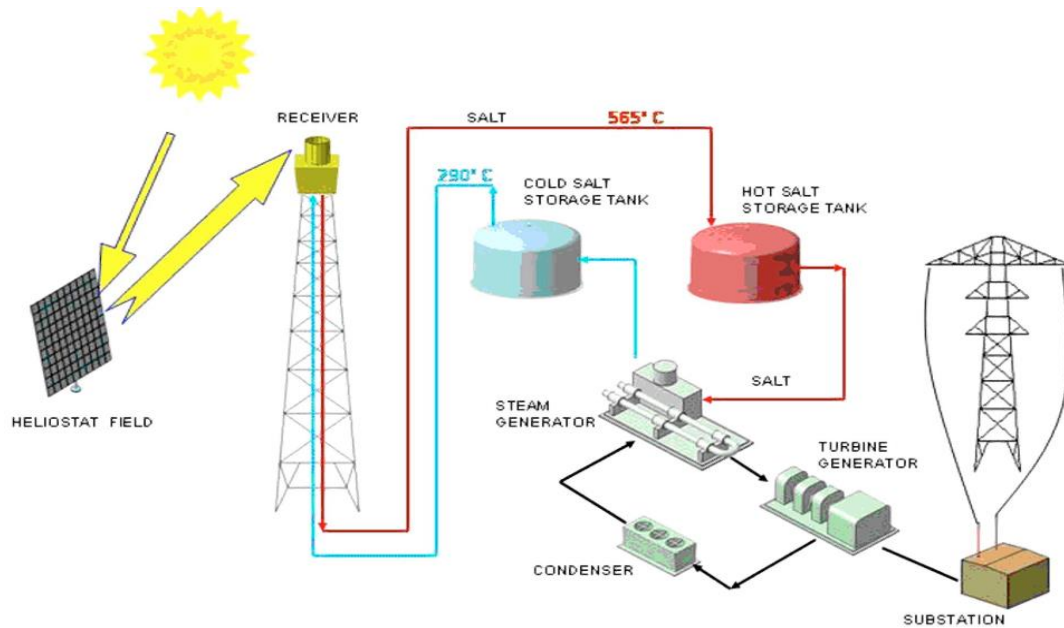
Debido a las altas temperaturas necesarias para poder operar un ciclo Brayton, se están desarrollando numerosos proyectos de hibridación de centrales termosolares de torre. Consiste en combinar la generación de calor procedente de la conversión de la radiación solar en la torre central, con los ciclos tradicionales de obtención de potencia Rankine y Brayton, es decir, con un ciclo combinado. De este modo, se aprovechan las ventajas de las centrales convencionales de combustibles fósiles como pueden ser la rapidez de la puesta en marcha, una generación constante de electricidad o un apoyo en momentos de mayor demanda, junto con el respeto hacia el medio ambiente y un desarrollo de las tecnologías no contaminantes (Dufour, 2011). En la figura 43, se presenta un esquema de este tipo de centrales híbridadas.



**Figura 43. Esquema de una central híbrida de receptor central y ciclo combinado. Fuente: Dufour, 2011.**

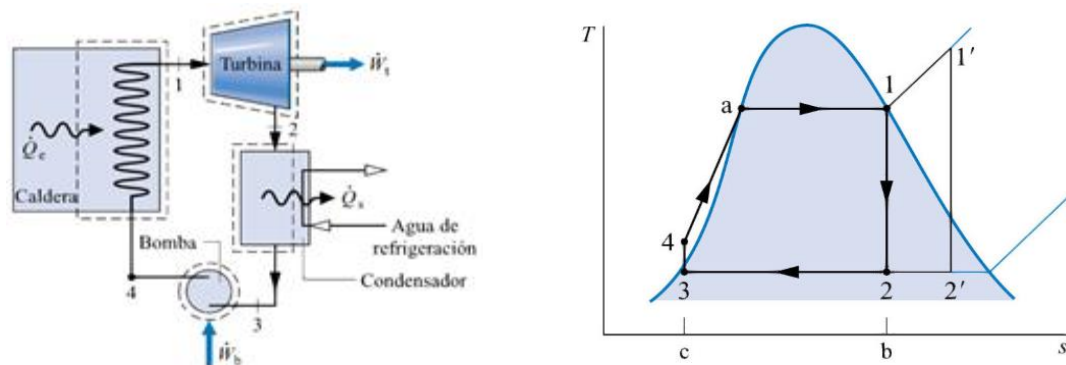
Sin embargo, el principal método de generación de potencia en las centrales de receptor central se realiza a través de ciclos Rankine. Estos presentan dos ventajas sobre el ciclo Brayton. La primera de ellas consiste en los mayores coeficientes de transferencia de calor obtenidos en el generador de vapor en el caso de que se empleen sales fundidas como fluido de trabajo, lo que mejora la transferencia de calor minimizando el tamaño de los equipos. En segundo lugar, el diseño de los receptores que emplean sales fundidas o agua como fluido de trabajo permite cualquier configuración del campo de heliostatos, pudiendo recibir la radiación desde cualquier dirección. Por el contrario, los receptores en los que se calienta un gas suelen ser direccionales, lo que limita la colocación de espejos alrededor de la torre donde se sitúa el receptor.

El funcionamiento de las centrales de receptor central que emplean un ciclo Rankine consiste en calentar un fluido de trabajo en el receptor, gracias a la radiación procedente del campo de heliostatos. El fluido de trabajo más prometedor en la actualidad son las sales fundidas, las cuales pueden usarse directamente para la acumulación de calor en el tanque de almacenamiento. Así, las sales procedentes de un depósito de almacenamiento de sales frías (del orden de  $300^{\circ}\text{C}$ ) se hacen pasar por el receptor (Kalogirou, 2013). Una vez las sales han alcanzado la temperatura de operación a la salida del receptor, se dirigen al tanque de almacenamiento de sales calientes (unos  $600^{\circ}\text{C}$ ). De este depósito se extraen hacia el generador de vapor donde intercambian calor con el agua que forma parte del ciclo Rankine. Una vez que las sales fundidas salen del intercambiador se dirigen otra vez al tanque de almacenamiento, de sales frías. El recorrido seguido por la sal, se presenta en la figura 44.



**Figura 44. Esquema de funcionamiento de una central de receptor central con sistema de almacenamiento de sales fundidas. Fuente: Ortega y otros, 2008**

El vapor sobrecalentado obtenido a la salida del generador de vapor se introduce entonces en la turbina de vapor, donde se extrae el trabajo útil. La corriente recogida a la salida de la turbina es condensada hasta obtener agua líquida saturada o ligeramente subenfriada que será bombeada de nuevo a través del intercambiador de calor. En la imagen 54, se pueden observar los componentes de un ciclo Rankine y el diagrama T-s correspondiente.



**Figura 45. Esquema de un ciclo Rankine tradicional y diagrama T-s. Fuente: Departamento de máquinas y centrales térmicas, 2013.**

En los años ochenta, se construyeron una serie de plantas termosolares de receptor central que sirvieron para comprobar la factibilidad de la generación eléctrica con esta tecnología. Del mismo modo, se investigaron los distintos componentes que forman la central con el objetivo de reducir los costes y mejorar el proceso de obtención de electricidad. En la tabla 9 se muestran las características de las distintas instalaciones.

Proyecto	País	Potencia (MW)	Fluido térmico	Medio de almacenamiento	Puesta en marcha
<b>SSPS</b>	España	0,5	Sodio líquido	Sodio	1981
<b>EURELIOS</b>	Italia	1	Vapor	Nitrato inorgánico/ Agua	1981
<b>SUNSHINE</b>	Japón	1	Vapor	Nitrato inorgánico/ Agua	1981
<b>Solar One</b>	Estados Unidos	10	Vapor	Aceite/ Piedras	1982
<b>CESA-1</b>	España	1	Vapor	Nitrato inorgánico	1983
<b>MSEE/Cat B</b>	Estados Unidos	1	Sales fundidas	Nitrato inorgánico	1984
<b>THEMIS</b>	Francia	2,5	Sal de alta tecnología	Sal de alta tecnología	1984
<b>SPP-5</b>	Rusia	5	Vapor	Agua/ Vapor	1986
<b>TSA</b>	España	1	Aire	Cerámico	1993
<b>Solar two</b>	Estados Unidos	10	Sales fundidas	Nitrato inorgánico	1996

**Tabla 9. Características técnicas y operativas de las primeras centrales termosolares orientadas a la investigación. Fuente: SolarPaces.**

La central que más contribuyó al desarrollo de esta tecnología fue Solar Two, donde se lograron solucionar problemas relativos a los sistemas de almacenamiento pudiendo desde entonces, dotar a la turbina de un flujo de vapor constante. Se emplearon sales fundidas como fluido térmico y en el sistema de almacenamiento, con la siguiente composición 60 %  $NaNO_3$  y 40 %  $KNO_3$ . La planta operaba calentando la sal extraída del tanque frío de sales a unos 290°C hasta elevar su temperatura hasta los 565°C, depositándola en el tanque caliente. Se probó un sistema de almacenamiento de tres horas. Esta planta sentó las bases de esta tecnología poniendo de manifiesto la capacidad de la que disponen en generación de electricidad (Kalogirou, 2013).

A partir de este momento, se han construido otras centrales en diferentes países del mundo. En el caso de España, existen tres centrales termosolares de receptor central con distintas tecnologías, están se recogen en la tabla 10.



Proyecto	Puesta en marcha	Localización	Potencia (MW)	Tecnología	Sistema de almacenamiento
<b>PS10</b>	2007	Sánlucar la Mayor, Sevilla	11	Generación directa de vapor	Acumulación de vapor, 0,5 horas
<b>PS20</b>	2009	Sánlucar la Mayor, Sevilla	20	Generación directa de vapor	Acumulación de vapor, 1 hora
<b>Gemasolar</b>	2011	Fuentes de Andalucía, Sevilla	19,9	Sales fundidas	Sales fundidas, 15 horas

**Tabla 10. Características técnicas y operativas de las centrales termosolares de receptor central situadas en España. Fuente: Kalogirou, 2013 y Abengoa Solar.**

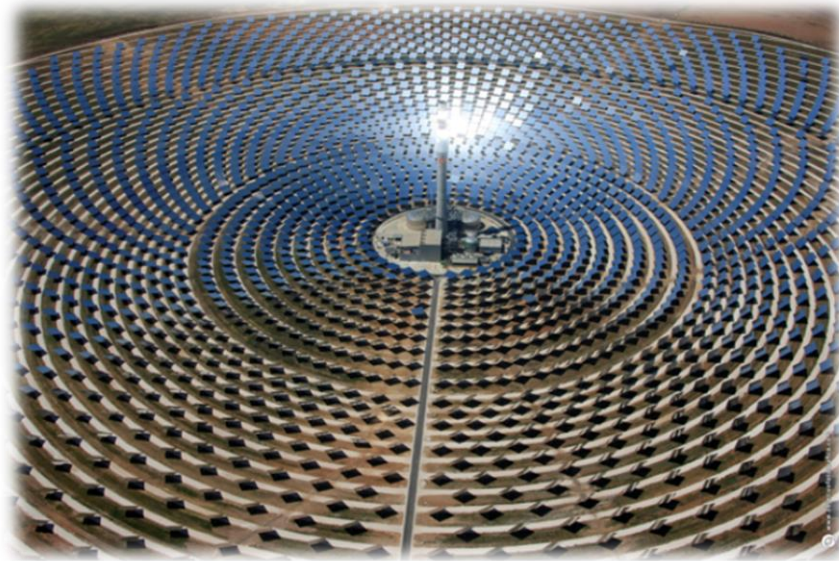
La primera planta termosolar comercial de receptor central en el mundo fue PS10. Dispone de 624 heliostatos distribuidos a lo largo de un campo de 60 hectáreas, cada uno con un área de  $120 \text{ m}^2$ . Todos ellos enfocan a lo alto de la torre de 115 m donde se encuentra el receptor. El calor generado en la conversión de la radiación incidente produce un vapor saturado a una temperatura de  $275^\circ\text{C}$  (Kalogirou, 2013).



**Figura 46. Vista aérea de las centrales PS10, más al fondo, y PS20, en Sevilla. Fuente: Abengoa Solar, 2009.**

La posterior construcción de la central PS20 se basó en la experiencia obtenida en el anterior proyecto. El empleo de un nuevo receptor en el que se mejoró la circulación natural y la mejora en el aprovechamiento de la radiación interceptada por los heliostatos más alejados, permitió un aumento de potencia, no solo debido a un campo de heliostatos mayor. En el receptor se genera vapor saturado a una temperatura de  $240^\circ\text{C}$  y 40 bar que posteriormente se dirige hacia el bloque de potencia, donde a través de una turbina de vapor conectada a un generador, se obtiene la electricidad. En esta nueva instalación el campo solar se aumentó hasta las 85 hectáreas aunque se mantuvieron los mismos heliostatos que en la PS10. Un total de 1255 heliostatos concentran la radiación sobre la torre de 165 m.





**Figura 47. Vista aérea de la central Gemasolar. Fuente: Torresol energy.**

Otro gran avance tecnológico de esta tecnología tuvo lugar con la puesta en marcha de la primera central comercial que disponía de un sistema de almacenamiento de sales fundidas. Gemasolar (figura 47) conseguía por primera vez operar durante 24 horas al día gracias a su sistema de almacenamiento. Los 2650 heliostatos logran calentar la sal por encima de los 500°C, gracias a que logran dirigir toda la radiación interceptada al receptor, que está situado a 140 m de altura. En total el campo solar ocupa unas 185 hectáreas.

Gracias al sistema de almacenamiento la central puede seguir generando electricidad durante quince horas sin recibir ningún tipo de radiación. Este hecho ha hecho mucho más confiable esta tecnología. De este modo, la producción es constante y no introduce inestabilidades a la red, logrando obtener unos 110 GWh de energía al año operando durante unas 6450 horas (Kalogirou, 2013).

Fuera del territorio español, ver tabla 11, se pueden encontrar otros cuatro ejemplos de centrales termosolares de receptor central operando en otros tantos países.

<b>Nombre</b>	<b>Puesta en marcha</b>	<b>País</b>	<b>Localización</b>	<b>Potencia instalada (MW)</b>	<b>Almacenamiento</b>
<b>Jülich</b>	2008	Alemania	Jülich	1,5	1,5 horas
<b>Sierra Sun Tower</b>	2009	Estados Unidos	California	5	No
<b>Bikaner</b>	2011	India	Bikaner	2,5	No
<b>Ivanpah</b>	2013	Estados Unidos	California	392	No

**Tabla 11. Características técnicas y operativas de las centrales termosolares de receptor central que operan en el mundo. Fuente: Protermosolar.**

La construcción de la central Jülich en Alemania (figura 48) tiene como principal objetivo investigar lo que sucede ante variaciones en la radiación directa incidente sobre el campo

de heliostatos. Es una instalación principalmente experimental donde se pretende también conocer la incidencia que provocan los cambios bruscos de radiación sobre el sistema de almacenamiento. Unos 2150 heliostatos de apenas  $8\text{ m}^2$  concentran la radiación sobre el receptor, donde se obtiene calor que se transferirá al aire para aumentar su temperatura y emplearlo en la obtención de vapor. Este vapor forma parte de un ciclo Rankine de potencia. Se emplea un receptor poroso para mejorar la eficiencia del proceso, que tiene unos  $20\text{ m}^2$  de superficie expuesta a la radiación procedente del campo de heliostatos.



**Figura 48. Central termosolar Jülich situada en Alemania. Fuente: Kalogirou, 2013.**

Un ejemplo de central termosolar de gran importancia en el desarrollo de este proyecto es Sierra Sun Tower en California, mostrada en la imagen 49. La gran diferencia que presenta respecto al resto es su capacidad modulable. A diferencia de cualquier otra central, está compuesta por dos receptores instalados en lo alto de dos torres. Ambas torres se encuentran rodeadas por 24.000 heliostatos que ocupan unas 8 hectáreas.



**Figura 49. Central termosolar Sierra Sun Tower en California. Fuente: eSolar.**

En la central Sierra Sun Tower se emplea la tecnología de generación directa de vapor en los receptores, alcanzando una temperatura de  $440^{\circ}\text{C}$  y 60 bar. El avance más importante que ha aportado esta central, es comprobar la factibilidad de construir centrales

termosolares que pueden fácilmente cambiar de dimensiones y por tanto, aumentar o disminuir la potencia generada. Este hecho, combinado con la introducción de heliostatos de menor tamaño que configuran un campo más denso, ha abierto un nuevo horizonte a la tecnología de receptor central.

El presente trabajo recogiendo el testigo de Sierra Sun Tower, tiene como objetivo estudiar diferentes configuraciones de centrales termosolares variando tanto el tamaño del campo solar, ampliando o reduciendo la cantidad de heliostatos que lo forman, como el número de torres a las que enfocan.

Otra central termosolar de receptor central se sitúa en India y se denomina Bikaner. Se compone de un campo de 14.280 heliostatos de poco más de  $1\text{ m}^2$  de área reflectante. De este modo, se abaratan considerablemente los costes de construcción de la central ya que no se necesita máquina pesada para la instalación de los heliostatos, pudiendo realizarse directamente por obreros, lo que agiliza el proceso. El receptor empleado es poroso lo que permite obtener vapor a una temperatura de  $440^{\circ}\text{C}$  y 60 bar.

El empleo de heliostatos de menor tamaño a los utilizados en centrales como Gemasolar ( $120\text{ m}^2$ ) parece haber revertido el interés hacia la construcción de heliostatos más manejables y fácilmente instalables, que logren adaptarse a centrales modulables aprovechando de la mejor forma posible el terreno disponible. Por ello, en el presente trabajo se utilizarán heliostatos cuadrados de 1,667 m de lado (Amos y otros, 2011).



**Figura 50. Vista aérea de Ivanpah en el desierto de Mojave, California. Fuente: Wikipedia.**

Por último, Ivanpah es el mayor complejo generador que emplea tecnologías de concentración solar en el mundo, poniendo de manifiesto la gran capacidad de los sistemas de receptor central frente a las centrales de colectores cilindro parabólicos. Se divide en tres centrales, la primera dispone de 126 MW de potencia y las otras dos, 133 MW cada una. Emplean 173.500 heliostatos dispuestos en unas 1400 hectáreas para generar vapor en las tres torres que disponen de 140 m de altura. La inversión realizada



se situó en torno a los 2,2 billones de dólares. Se puede ver una imagen del complejo Ivanpah, en la figura 50.

En un corto período de tiempo se espera que otras tres centrales que se encuentran en fase de construcción operen con total normalidad, generando electricidad de una forma sostenible. Las características de estas nuevas instalaciones se presentan en la tabla 12.

Nombre	País	Localización	Potencia instalada (MW)	Almacenamiento
Khi Solar One	Sudáfrica	Upington	50	2 horas
Crescent Dunes	Estados Unidos	Nevada	110	10 horas
Supcon	China	Delingha	2,5	Sí
Central Solar Termoeléctrica Alcázar	España	Álcazar de San Juan, Ciudad Real	50	-

**Tabla 12. Características técnicas y operativas de las centrales termosolares con tecnología de receptor central que se encuentran en construcción en el mundo. Fuente: Protermosolar.**

## TEMA 3: EL CAMPO DE HELIOSTATOS

### 3.1 Conceptos fundamentales

#### 3.1.1 Definición y tipos de configuraciones empleadas

El campo de heliostatos o campo solar se define como el conjunto de espejos concentradores que rodean al receptor central, dispuestos en una determinada configuración y con unas características propias como son el tamaño o las propiedades ópticas.

Un parámetro que se debe tener en cuenta para analizar el comportamiento de los distintos heliostatos que forman el campo y ver si la radiación que incide sobre ellos está siendo aprovechada al máximo, es su rendimiento óptico instantáneo, que se define como (Collado y Guallar, 2012):

$$\eta_{opt}(x, y, t) = \frac{P_m(x, y, t)}{I_D(t)} \quad (5)$$

Donde  $P_m$  es la potencia instantánea por unidad de área del heliostato que este envía al receptor,  $I_D$  es la radiación directa incidente, expresada también por unidad de área perpendicular al Sol. Como se expresa en la ecuación, el rendimiento instantáneo de un heliostato depende de la posición que este ocupe dentro del campo y de su distancia al receptor. El cálculo del rendimiento se puede extender a un periodo de tiempo, por simple integración; o a todo el campo si se tiene en cuenta la potencia total que alcanza el receptor en función de la radiación incidente.

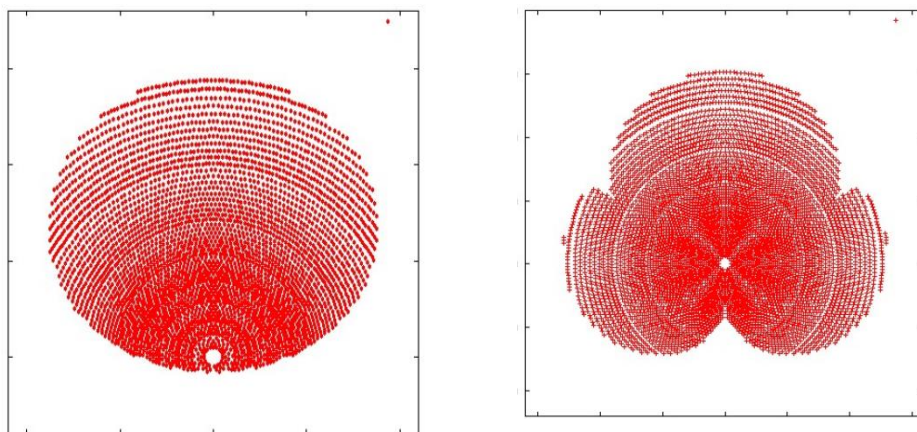


Este cálculo proporciona una forma de poder comparar la actuación de diferentes configuraciones de campos de heliostatos. Estas fundamentalmente se dividen en configuraciones monotorre y multitorre. La elección de la distribución de los heliostatos no solo viene definida por una reducción de costes y una mejora del rendimiento óptico, sino también por el tipo de receptor seleccionado. Una explicación sobre los distintos tipos de receptores se recoge en el tema 4.

### **Configuración monotorre**

En el caso de que se emplee una configuración monotorre, con un único receptor, se puede distinguir entre:

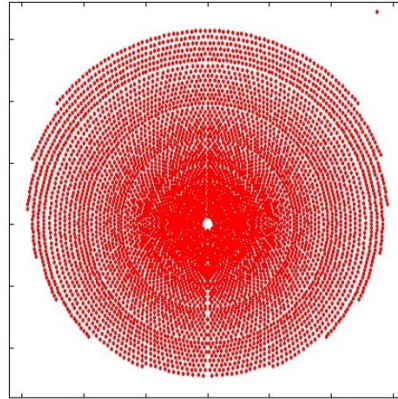
- a) Campo norte: donde los heliostatos se sitúan ocupando el terreno circundante al norte de la torre, si la central considerada se encuentra en el hemisferio norte. Si está en el hemisferio sur, la torre estará desplazada hacia el sur del campo (Madrid Solar, 2012). Estas disposiciones se emplean con receptores de cavidad (ver tema 4, donde se explica este concepto). Si el receptor dispone de una sola abertura por la que captar la radiación, el campo solar puede tener forma circular, como se muestra en la imagen izquierda de la figura 51, o tender hacia una forma más ovalada como una lágrima. En el caso de que el receptor tenga varias cavidades para interceptar la radiación, el campo adquiere una forma lobulada en función del número de estas, como en la imagen derecha de la figura 51. La ventaja de estas configuraciones radica en un mejor aprovechamiento de la radiación solar, ya que los campos suelen ser más pequeños que en el resto de. Sin embargo, la altura de la torre es mayor que en los campos circulares para generar la misma potencia (NSPOC). El aumento de tamaño, incrementa los costes constructivos.



**Figura 51. Configuraciones norte del campo de heliostatos relativo a un receptor con una única cavidad (imagen izquierda) o con tres (imagen derecha). Fuente: NSPOC, Nevada Solar Plants Optimization Code.**

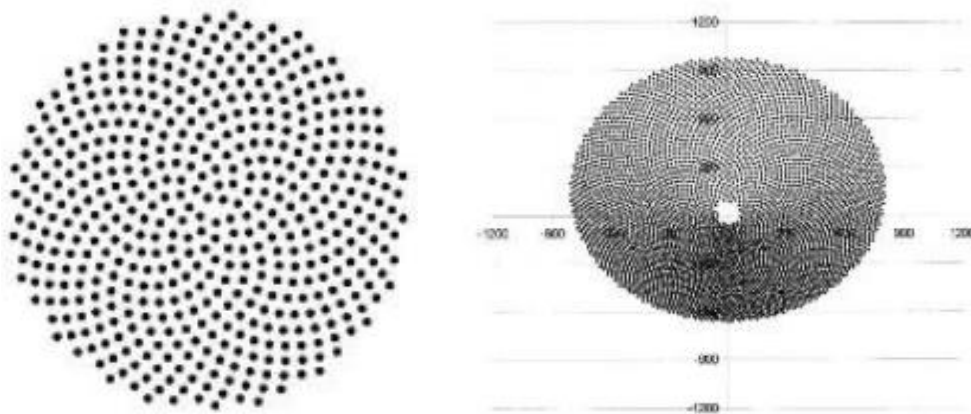
- b) Campo circular: es el adecuado en centrales con receptores centrales cilíndricos (se remite al lector al tema 4), también denominados exteriores. El conjunto de heliostatos se distribuye alrededor de la torre en una serie de anillos, que van

aumentando su radio alejándose del receptor. En la figura 52, se muestra un ejemplo con esta configuración. Al igual que en el resto de configuraciones, a medida que la distancia entre el heliostato y la torre aumenta, la eficiencia óptica del mismo disminuye. Esto se debe a que la cantidad de radiación que logra alcanzar la torre es menor por efectos como la atenuación atmosférica o porque proyección de la radiación es mayor que el área perpendicular del receptor.



**Figura 52. Configuración de un campo de heliostatos circular con desplazamiento del receptor hacia el Sur. Fuente: NSPOC, Nevada Solar Plants Optimization Code.**

- c) Campo con distribución filotaxis: es característica de sistemas naturales como las hojas o los pétalos de las flores para maximizar la captación de luz. Es una nueva forma de colocar los heliostatos patentada por *Abengoa Solar* (Patentados, 2007). La posición de cada espejo, ver figura 53, se define en coordenadas polares a través de un radio y un ángulo. Estas se corresponden matemáticamente con las trayectorias de las espirales de Fermat y coinciden con un número perteneciente a la serie de Fibonacci.



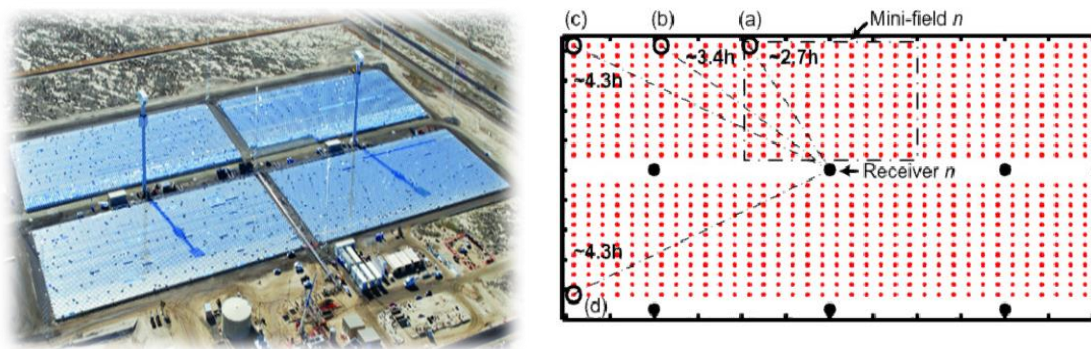
**Figura 53. Configuración de un campo con distribución filotaxis. Fuente: Patentados.**



### **Configuración multitorre**

Para el caso de configuraciones de centrales multitorre, es decir, con más de un receptor situado en lo alto de una torre. La distribución de los heliostatos en el terreno circundante es ligeramente distinta a las explicadas anteriormente. En el caso, de la central Sierra Sun Tower que es la única instalación real con más de un receptor, se ha empleado una distribución rectangular de los heliostatos. Se sitúan tanto al norte como al sur de cada torre unos campos con forma rectangular, como se muestra en la imagen izquierda de la figura 54.

El mismo tipo de configuración fue elegido para comprobar la mejora de la eficiencia óptica de las configuraciones multitorre (Danielli y otros, 2011). En este caso, se colocaban 144 heliostatos al norte y otros tantos al sur de cada torre, que se unían con los campos adyacentes de otras torres creando distribuciones de mayor tamaño, como se puede ver en la imagen derecha de la figura 54. Estas configuraciones fueron probadas en el proyecto fin de carrera *Comparación de las configuraciones de torre única y multitorre en una planta térmica solar de receptor central operada con sales fundidas y sistema de almacenamiento* (De Loizaga, 2013) obteniendo como resultado que la configuración que reportaba mayores eficiencias ópticas de los heliostatos era la rectangular más próxima a la cuadrada, independientemente del número de torres, cuyo lado mayor se encuentra en la dirección Este-Oeste.



**Figura 54. Campo de heliostatos de la central Sierra Sun Tower (imagen izquierda).**

**Fuente: Woody, T. 2009. Ejemplo de campo de heliostatos empleado para calcular la mejora de eficiencia óptica de una central multitorre (imagen derecha). Fuente: Danielli, A. 2011.**

Por tanto, en el estudio de las diferentes configuraciones que se tratarán en el presente trabajo se optará por emplear para cada una de ellas un campo de heliostatos rectangular, con la mayor longitud situada en la dirección Este-Oeste.

### *3.1.2 Diseño del campo de heliostatos*

El principal reto asociado al campo de heliostatos es que es uno de los elementos más costosos y determinantes en la correcta operación de una central. El campo de heliostato constituyendo en torno a la mitad del gasto incurrido en la construcción y posterior puesta en marcha de una instalación de receptor central (Collado y Guallar, 2012). El campo es el causante del 40 % de las pérdidas producidas a lo largo del proceso de conversión de la radiación solar en electricidad.

Una central que genere una gran potencia debe tener asociado un campo de heliostatos de dimensiones considerables. El diseño y la optimización del campo solar juegan un papel muy importante en este aspecto. Por ello, las principales empresas del sector solar, disponen de programas muy complejos con los que logran simular el comportamiento de la central en distintas condiciones de operación y que les permiten variar parámetros como el tamaño del campo solar, su distribución, etc. Destacan por encima del resto los siguientes códigos de análisis y diseño de campos de heliostatos:

1. SENSOL desarrollada por Sener, es capaz de realizar modelizaciones en 2D y en 3D del campo de heliostatos. Permite calcular detalladamente los distintos parámetros ópticos involucrados en el funcionamiento de la central. Se pueden realizar análisis de costes de distintas configuraciones, con el objetivo de conseguir la mayor rentabilidad del proyecto (Sener, 2010).
2. NSPOC es capaz no solo de optimizar la eficiencia del campo sino de obtener el receptor y la altura de la torre adecuados. Integra los elementos más importantes en la actuación de una central, aportando resultados horarios o incluso anuales de la energía conseguida. También está preparado para simular paradas, puestas en marcha y cualquiera transitorio que ocurre en la central (NSPOC).

En el diseño del campo de heliostatos surgen mayores problemas a medida que se aumenta la distancia con el receptor. Las eficiencias ópticas se reducen drásticamente y los costes crecen exponencialmente, debido a que se necesitan sistemas de seguimiento solar más precisos y un receptor situado a mayor altura. Sin embargo, la colocación de los heliostatos de una forma más compacta, genera sombras de unos heliostatos sobre otros, sobre todo cuando la posición del Sol es muy baja, cercana al horizonte, tanto al amanecer como en el ocaso.

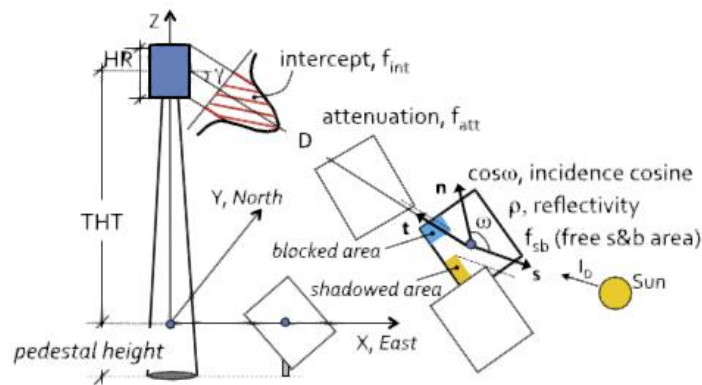
Para intentar solucionar estos problemas se han planteado configuraciones multitorre como las estudiadas en este trabajo. Se logran obtener eficiencias ópticas mayores que en cualquier otra configuración de receptor central (Danielli y otros, 2011) gracias a que los heliostatos pueden enfocar en cada momento a la torre que le reporte mayor eficiencia óptica. De este modo, se disminuyen los bloqueos, que se producen cuando parte de la radiación choca contra otro heliostato y no alcanza el receptor y las sombras, consiguiendo mantener distancias medias a las torres.

## 3.2 Eficiencia óptica

Para poder realizar el cálculo de la eficiencia óptica instantánea de cada heliostato, hay que tener en cuenta tanto las interacciones heliostato-heliostato como heliostato-torre. De este modo, se define la eficiencia óptica como un producto de factores (Collado y Guallar, 2012):

$$\eta_{opt}(x, y, t) = \rho \cdot \cos \omega(x, y, t) \cdot f_{at}(x, y) \cdot f_{int}(x, y, t) \cdot f_{sb}(x, y, t, \text{heliostatos vecinos}) \quad (6)$$

Donde  $\rho$  hace referencia a la reflectividad del espejo,  $\cos \omega$  expresa el coseno del ángulo formado por la normal a la superficie del heliostato y la dirección de la radiación incidente al heliostato,  $f_{at}$  es el factor de atenuación que tiene en cuenta la dispersión de radiación que tiene lugar al atravesar la atmósfera desde el heliostato al receptor,  $f_{int}$  es el factor de interceptación que expresa la proporción de radiación que alcanza el receptor frente a toda la reflejada por el heliostato. Por último,  $f_{sb}$  es el factor de bloqueo y apantallamiento, que tiene en cuenta estos efectos entre los heliostatos.



**Figura 55. Sistema de referencia empleado y factores que componen la eficiencia óptica.**  
Fuente: Collado y Guallar, 2012.

Es necesario emplear un sistema de referencia que sirva como punto de partida para el cálculo de las distancias y los distintos vectores. Se tomará el eje  $x$  en la dirección este del campo, el eje  $y$  en la dirección norte y el eje  $z$  será la altura, creciente hacia la bóveda celeste.

Por otro lado, se lleva a cabo la definición de tres vectores unitarios para el cálculo del factor  $\cos \omega$  que es conocido efecto coseno. En primer lugar, se denomina  $\mathbf{t}$  al vector situado en el centro del heliostato con orientación al receptor situado en la torre. El vector perpendicular a la superficie del heliostato será  $\mathbf{n}$  y  $\mathbf{s}$  apuntará a la posición del Sol, también desde el centro del heliostato. Con estas definiciones se puede calcular el coseno del ángulo mencionado anteriormente como un producto escalar (Collado y Guallar, 2012):

$$\cos \omega(x, y, t) = \mathbf{n}(x, y, t) \cdot \mathbf{s}(\text{location}, t) = \mathbf{n}(x, y, t) \cdot \mathbf{t}(x, y) \quad (7)$$

Donde se muestra que el vector  $\mathbf{n}$  perpendicular al heliostato depende de la posición del mismo dentro del campo y del instante de tiempo considerado. El vector  $\mathbf{s}$ , que indica la posición del Sol, depende de la localización de la planta y del tiempo solar. En particular, la central estará emplazada en el término municipal de La Luisiana, en la provincia de Sevilla. Se trata de una zona cercana a la planta Gemasolar y cuya estación meteorológica tiene como coordenadas una latitud de  $37,526^\circ$  y una longitud de  $-5,227^\circ$ . Por último, el vector  $\mathbf{t}$  depende únicamente de las posiciones relativas entre los heliostatos y las torres.

Se supondrá una reflectividad de los heliostatos igual a 0,88 (Collado y Guallar, 2012) a la que se añade un factor corrector que tiene en cuenta la posible suciedad depositada sobre el espejo, quedando:

$$\rho = 0,88 \cdot 0,95 \quad (8)$$

En el caso del factor de sombreado, se seleccionará un valor de 0,9 lo que equivale a suponer que un 90 % del área de los heliostatos estará libre de cualquier posible sombra que afecte a su rendimiento. Este valor se completará teniendo en cuenta el bloqueo y apantallamiento que se produce entre los heliostatos adyacentes, debido a que la densidad del campo solar seleccionado es baja, se emplea un valor de 0,95 (De Loizaga y otros, 2013). En resumen, el factor de sombreado queda:

$$f_{sb} = 0,9 \cdot 0,95 \quad (9)$$

El cálculo de la atenuación atmosférica depende enormemente de la distancia del heliostato a la torre seleccionada,  $D$ . Por tanto, se emplean las siguientes expresiones (Collado y Guallar, 2012):

$$f_{at} = 0,99321 - 0,000176 \cdot D + 1,97 \cdot 10^{-8} \cdot D^2 \quad \text{Para } D \leq 1000 \text{ m} \quad (10)$$

$$f_{at} = e^{-0,0001106 \cdot D} \quad \text{Para } D > 1000 \text{ m} \quad (11)$$

La primera expresión se emplea para distancias entre torre y heliostato menores a 1 km, donde la dispersión llevada a cabo por las sustancias presentes en la atmósfera como puede ser el agua o materia particulada, es menos importante que en distancias mayores. En este último caso, el factor de atenuación decrece exponencialmente lo que implica que gran parte de la radiación solar reflejada por los heliostatos no llega a alcanzar el receptor ya que es desviada en su trayectoria.

El factor de interceptación tiene en cuenta la cantidad de radiación que alcanza el receptor del total interceptado por el heliostato. A medida que las distancias entre los heliostatos y las torres son mayores la proyección de la radiación sobre el receptor también aumenta, pudiendo recaer parte de la misma fuera de la torre. Para definir este factor es necesario emplear un sistema de referencia situado en el plano perpendicular al vector  $\mathbf{t}$  que enfoca a la torre desde el centro del heliostato. En este sistema ortogonal las coordenadas vienen dadas por  $x'$  e  $y'$ . De este modo, queda definido el factor de interceptación como:

$$f_{int} = \frac{1}{2\pi\sigma_{tot}^2} \int_{(x')} \int_{(y')} e^{\left(-\frac{x'^2+y'^2}{2\sigma_{tot}^2}\right)} dy' \cdot dx' \quad (12)$$

Donde  $\sigma_{tot}$  hace referencia a la desviación estándar total que a su vez se define de la siguiente forma (Collado y Guallar, 2012):

$$\sigma_{tot} = \sqrt{D^2(\sigma_{sun}^2 + \sigma_{bq}^2 + \sigma_{ast}^2 + \sigma_t^2)} \quad (13)$$

Está compuesta por cuatro factores,  $\sigma_{sun}$  que expresa la diferencia de la imagen reflejada en el receptor con respecto a la forma del Sol,  $\sigma_{bq}$  tiene en cuenta la calidad del rayo reflejado,  $\sigma_{ast}$  recoge los efectos astigmáticos durante el proceso de reflexión producido en las facetas de los heliostatos y  $\sigma_t$  recoge los errores producidos por el sistema de seguimiento solar.

Para poder llevar a cabo el cálculo del factor de interceptación, se realiza una hipótesis simplificadora que consiste en asumir que el receptor es esférico, de ese modo se puede realizar el cambio de variable de coordenadas cartesianas a polares. El factor de interceptación, se reduce a realizar la integral de la ecuación 11, sobre un área circular, que será la superficie perpendicular del receptor encargada de captar la radiación procedente de los heliostatos. La expresión final queda:

$$f_{int} = \frac{1}{2\pi\sigma_{tot}^2} \int_0^{r_{eq}} \int_0^{2\pi} e^{\left(-\frac{r^2}{2\sigma_{tot}^2}\right)} r dr \cdot d\theta = 1 - e^{\frac{-r_{eq}^2}{2\sigma_{tot}^2}} \quad (14)$$

Donde el radio del círculo equivalente, es decir, aquel que dispone de la misma área que la superficie perpendicular del receptor cilíndrico, se obtiene como (departamento de ingeniería térmica y de fluidos):

$$r_{eq} = \sqrt{\frac{H_r \cdot D_r}{\pi}} \quad (15)$$

En la que  $H_r$  y  $D_r$  hacen referencia a la altura y diámetro del receptor, respectivamente. El producto de ambas expresa la superficie rectangular o cuadrada que recibe la superficie en el receptor.

El valor de la desviación estándar debida a la diferencia de la forma reflejada con el Sol,  $\sigma_{sun}$ , es de 2,51 mrad. En el caso, de la desviación estándar asociada a la calidad del rayo reflejado,  $\sigma_{bq}$ , se debe tener en cuenta el grado de planicidad de la superficie del espejo.

Para calcular la curvatura del espejo y la desviación estándar asociada  $\sigma_s$ , se ha analizado el comportamiento de los heliostatos Sener instalados en Gemasolar (Collado y Guallar, 2012), obteniendo como resultado:

$$\sigma_s \approx \sqrt{\frac{\sigma_{hor}^2 + \sigma_{vert}^2}{2}} = \sqrt{\frac{1,02^2 + 0,85^2}{2}} = 0,94 \text{ mrad} \quad (16)$$

Donde  $\sigma_{hor}$  y  $\sigma_{vert}$  son los parámetros que tienen en cuenta las imperfecciones de la superficie en la dirección horizontal y vertical de los heliostatos. Se realizará la hipótesis de que los heliostatos que se emplean en el presente proyecto, pese a disponer de menor área reflectante frente a los Sener, disponen de las mismas características ópticas; por lo que se adoptarán los mismos valores que los de la ecuación 16.

Con el resultado anterior se obtiene la desviación estándar debido a la calidad del rayo reflejado como:

$$\sigma_{bq} = 2 \cdot \sigma_s \quad (17)$$

El valor de la desviación estándar relacionada con los errores llevados a cabo por el sistema de seguimiento solar, se ha obtenido experimentalmente en el caso de los heliostatos Sener. Siendo  $\sigma_t = 0,63 \text{ mrad}$ .

Por último, para obtener el valor de la desviación estándar relativa a los efectos astigmáticos se debe aplicar la siguiente ecuación (Collado y Guallar, 2012):

$$\sigma_{ast} = \frac{\sqrt{0,5 \cdot (H_t^2 + W_s^2)}}{4 \cdot D} \quad (18)$$

En la ecuación anterior, la distancia desde el centro del heliostato al receptor situado en la torre, se denomina D. Por otra parte,  $H_t$  y  $W_s$  son las proyecciones del rayo reflejado en un plano paralelo al mismo y en otro perpendicular, respectivamente, sobre el receptor. Las expresiones de ambos son (Collado y Guallar, 2012):

$$H_t = d \left| \frac{D}{f} - \cos(\omega) \right| \quad (19)$$

$$W_s = d \left| \frac{D}{f} \cos(\omega) - 1 \right| \quad (20)$$

Donde  $f$  hace referencia a la distancia focal, que en el rango habitual de inclinación de los heliostatos es igual a uno y  $d$  es la longitud característica del heliostato, al ser este cuadrado, es igual a 1,667 m.

### 3.2.1 Distribución de los heliostatos y las torres

La distribución de los heliostatos y las torres en el campo solar se realiza con la ayuda del software Matlab R2010a. Se emplean las funciones *CampoSolarMT.m* y *CampoSolarMT2.m* para obtener las coordenadas x e y tanto de las torres como de los heliostatos. Para ello, se deben introducir como variables de entrada el tamaño del campo



solar, expresado en metros cuadrados; y el número de receptores que se quieren instalar. La función *CampoSolarMT.m* aportará una distribución en la que se mantienen los heliostatos que rodean a los receptores. En cambio, con la función *CampoSolarMT2.m* se eliminarán los espejos adyacentes a los receptores.

Ambas funciones disponen de las características de los heliostatos, mostradas en la tabla 13. De esta forma, se obtienen el número de heliostatos y sus coordenadas en el campo y la distribución de las torres, con su correspondiente ubicación, de forma que equidisten unas de otras.

<b>Largo</b>	1,667 m
<b>Ancho</b>	1,667 m
<b>Superficie reflejante</b>	2,779 m <sup>2</sup>
<b>Espaciamiento entre centros de heliostatos en la dirección Norte-Sur</b>	3,33 m
<b>Espaciamiento entre centros de heliostatos en la dirección Este-Oeste</b>	3,33 m

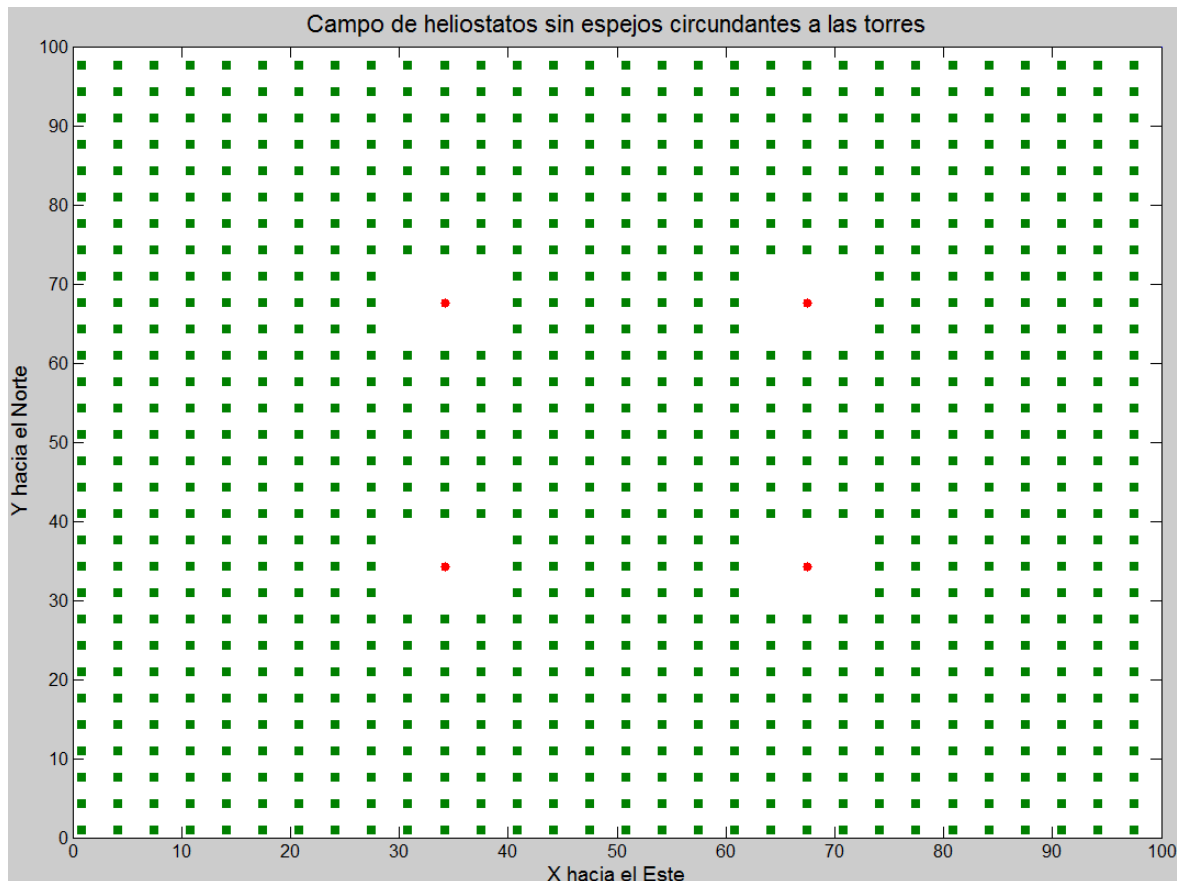
**Tabla 13. Características de los heliostatos empleados. Fuente: Danielli y otros, 2011.**

El resultado proporcionado por las funciones de Matlab será un campo solar de dimensiones rectangulares, que excepcionalmente puede resultar cuadrado, con el lado de mayor longitud orientado en la dirección Este-Oeste. De todas las posibilidades se optará por la rectangular que más se aproxime a la cuadrada por ser la que mejores resultados reporta (De Loizaga, 2013). La diferencia fundamental entre ambas funciones reside en que *CampoSolarMT2.m* no tiene en cuenta los heliostatos más próximos que circundan cada torre.

Las funciones comienzan obteniendo las longitudes de los lados del campo, para ello, se sigue el modelo de factorización empleado por Ignacio de Loizaga en su trabajo. A partir de este punto, se elaboró un código propio que es capaz de obtener la capacidad máxima de heliostatos en ambas direcciones. Es decir, se obtiene el número de heliostatos que entran en cada lado del campo solar, teniendo en cuenta los parámetros de la tabla 13. A continuación, se obtiene una especie de tablero en el que se encuentran las únicas posiciones posibles para los heliostatos.

Posteriormente, se divide cada lado en partes, en función del número de torres, obteniéndose las coordenadas donde se deberían situar los receptores. Se coloca un mayor número de torres a lo largo de la dirección Este-Oeste pues es una configuración habitual como anteriormente se ha comentado. Si las coordenadas obtenidas para las torres, no coinciden exactamente con la posición de un heliostato, se busca la posición de heliostato más cercana, donde se colocará la torre, eliminando el heliostato correspondiente.

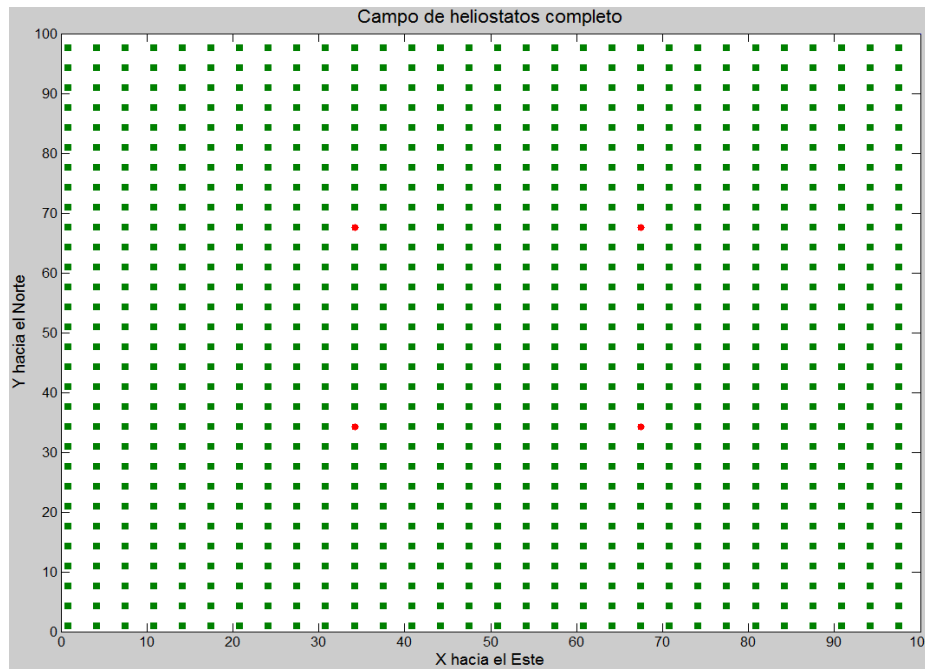




**Figura 56. Campo de heliostatos de 10.000 m<sup>2</sup> con cuatro torres eliminando los espejos que las rodean. Fuente: elaboración propia.**

Por último, en la función *CampoSolarMT2.m* se eliminan los heliostatos que rodean a la torre. Al estar distribuido el campo en forma de cuadrícula, para obtener las únicas posiciones posibles que pueden ocupar los heliostatos y las torres, según las separaciones impuestas en la tabla 13, se eliminan los ocho heliostatos más próximos que circundan cada torre. Tres de la fila superior, otros tres de la fila inferior y uno a cada lado, en la misma fila.

En la figura 56, se muestra un ejemplo de la distribución del campo obtenida para un terreno seleccionado arbitrariamente de 10.000 m<sup>2</sup> y cuatro receptores, si se emplea la función *CampoSolarMT2.m*. Para el mismo tamaño de terreno e igual número de torres, se presentan los resultados de aplicar la función *CampoSolarMT.m* en la imagen 57. En ambas representaciones los heliostatos aparecen representados en verde y las torres en rojo.



**Figura 57. Campo de heliostatos de 10.000 m<sup>2</sup> con cuatro torres. Fuente: elaboración propia.**

Una vez empleadas ambas funciones en Matlab, se obtienen distintas distribuciones de posiciones de heliostatos y torres que posteriormente serán analizadas para obtener la configuración óptima. Al disponer de las coordenadas, tanto de los heliostatos que componen el campo, como de las torres; se puede obtener el vector  $\mathbf{t}$ , definido anteriormente como el vector que desde el centro del heliostato enfoca al receptor en lo alto de la torre seleccionada. Sus componentes serán:

$$t_x = cxt - cxh \quad (21)$$

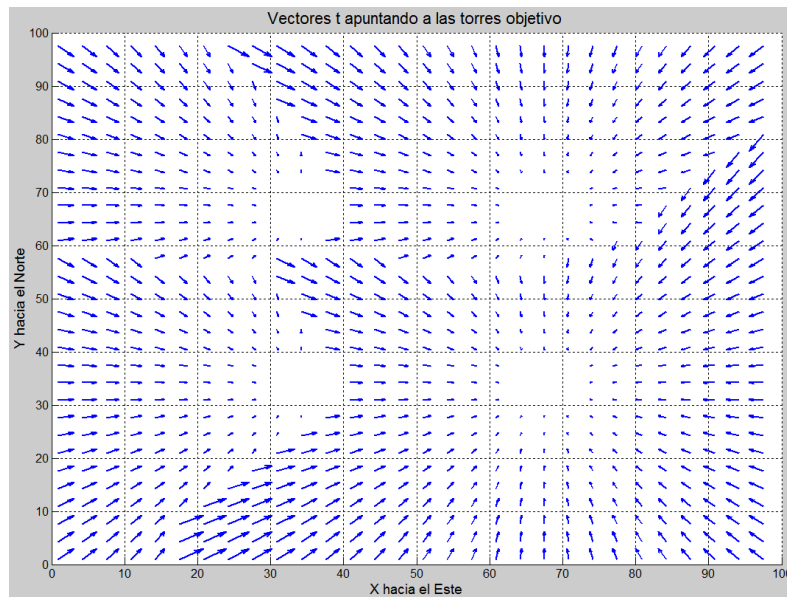
$$t_y = cyt - cyh \quad (22)$$

$$t_z = \text{altura óptica torre} \quad (23)$$

Donde la altura óptica de las torres es de 16,7 m (Danielli y otros, 2011) y el resto de parámetros hacen referencia a:

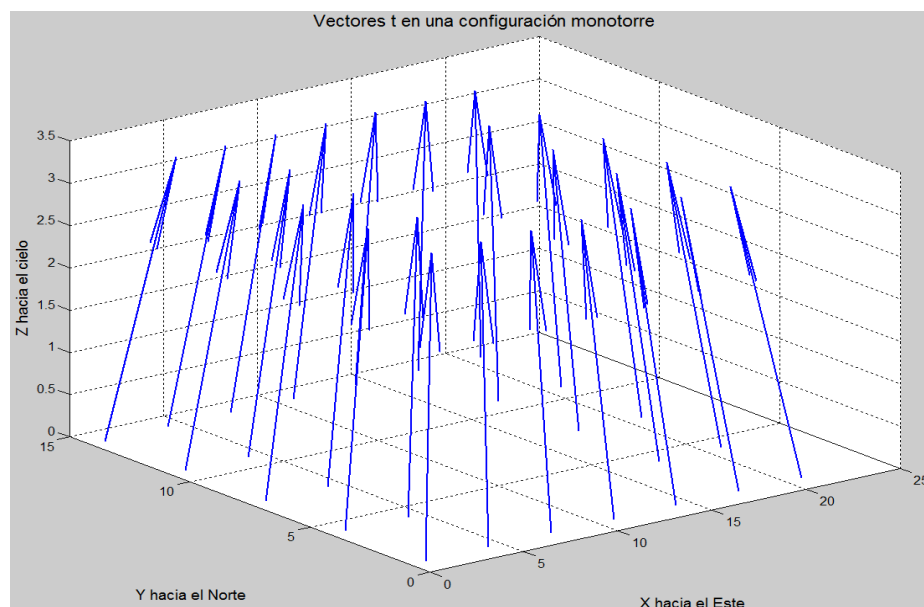
*cxt: coordenada x de la torre objetivo*  
*cyt: coordenada y de la torre objetivo*  
*cxh: coordenada x del heliostato*  
*cyh: coordenada y del heliostato*

En un principio los espejos, debido a la naturaleza de las configuraciones multitorre, pueden enfocar a cualquier torre. La torre objetivo hace referencia al receptor más idóneo al que apuntará cada espejo ya que es aquella torre que proporciona, de entre todas las torres disponibles, el mayor rendimiento óptico particular para cada espejo. De este modo, se obtiene uno de los dos vectores necesarios para definir el ángulo  $\omega$  cuyo coseno forma parte de la eficiencia óptica de cada heliostato.



**Figura 58. Representación en 2-D de los vectores  $t$ , para un campo de  $10.000 \text{ m}^2$  con cuatro torres, sin los heliostatos que rodean a las mismas, para un día de Junio a las 10:00 horas. Fuente: elaboración propia.**

En la figura 58, se recoge el ejemplo empleado anteriormente para mostrar los resultados obtenidos de los vectores  $t$ , a las 10:00 hora solar en un día de junio. También se puede obtener una gráfica en tres dimensiones en la que se muestren los vectores apuntando a cada torre objetivo. Para poder visualizar mejor su orientación, se escoge una configuración de forma arbitraria de un único receptor.



**Figura 59. Representación en 3-D de los vectores  $t$ , para un campo de  $360 \text{ m}^2$  con una sola torre. Fuente: elaboración propia.**

### 3.2.2 Seguimiento solar

La Tierra realiza dos movimientos, uno alrededor de sí misma, que dura un día y otro alrededor del Sol, en una trayectoria elíptica que se prolonga durante 365 días y 6 horas. Por tanto, la distancia entre la Tierra y el Sol va cambiando a lo largo del año, modificándose la trayectoria que realiza el Sol en el cielo en su recorrido diario. Para poder caracterizar dicho movimiento, desde el amanecer hasta el ocaso, es necesario conocer la posición relativa de la Tierra respecto al Sol y el emplazamiento de la central termosolar en la superficie terrestre. Este segundo hecho, ya se ha tratado anteriormente, aportando la longitud y la latitud correspondiente al término municipal donde se localiza. La longitud se define como el ángulo existente entre un radio de la Tierra en la posición seleccionada y el meridiano de Greenwich. Es positiva si se encuentra al este del meridiano y negativa si se sitúa en el oeste. De un modo similar, la latitud es la distancia angular entre el emplazamiento y el Ecuador. Aquellas situadas al norte del mismo, son latitudes positivas y al contrario, son negativas.

Para poder determinar de una forma más sencilla el movimiento que realiza el Sol se va emplear un sistema de referencia situado en el emplazamiento de la central. Del mismo modo, se realizará la hipótesis de que la Tierra está fija y es el Sol el que realiza el movimiento (Kalogirou, 2013). De esta forma, surgen una serie de ángulos que definen el camino seguido por el Sol en su recorrido a lo largo de la bóveda celeste durante cada día del año.

El ángulo de declinación es aquel que forman los rayos solares incidentes sobre la Tierra con respecto al plano ecuatorial (Kalogirou, 2013). Este ángulo surge de la inclinación del eje terrestre con respecto a la perpendicular del plano eclíptico, es decir, aquel que contiene la trayectoria elíptica descrita por la Tierra. Ambos movimientos de rotación terrestres generan un cambio en la inclinación de los rayos solares, aumentando y disminuyendo la distancia angular al ecuador. Se considera positivo los desplazamientos angulares hacia el norte del ecuador y negativo, los ángulos medidos hacia el sur.

Período del año	Declinación (°)
Equinoccio de primavera	0
Solsticio de verano	23,45
Equinoccio de otoño	0
Solsticio de invierno	-23,45

**Tabla 14. Evolución seguida por el ángulo de declinación a lo largo de un año. Fuente: Kalogirou, 2013.**

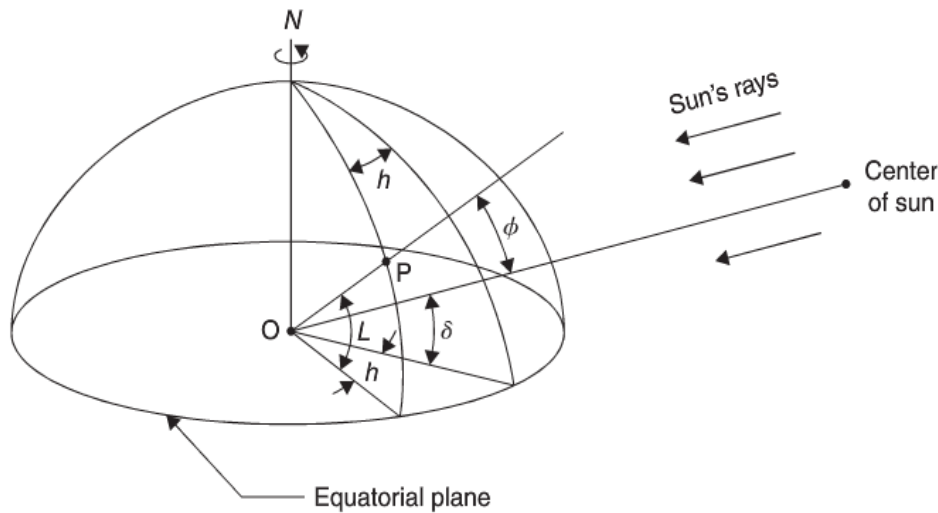
En la tabla 14 se recogen los valores del ángulo de declinación en grados para cuatro días representativos del año.

La expresión empleada en el cálculo del ángulo de la declinación, a lo largo de los diferentes días del año es (Kalogirou, 2013):

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(\frac{360}{365}(284 + N)\right) \quad (24)$$

Donde N hace referencia al día del año para el que se calcula la declinación. El resultado obtenido está expresado en grados.

El ángulo horario es aquel que existe entre la dirección Sur y la proyección de los rayos solares incidentes sobre el plano ecuatorial. Después del mediodía, es decir, hacia el Oeste, los desplazamientos angulares se consideran positivos y antes de las 12 horas solares, es decir, hacia el Este, serán negativos (apuntes energías renovables).



**Figura 60. Representación del ángulo de declinación y horario. Fuente: Kalogirou, 2013.**

El ángulo horario mostrado en la figura 60, se obtiene en grados aplicando la siguiente ecuación, donde *hora* hace referencia a la hora solar a la que se realiza el cálculo (apuntes energías renovables).

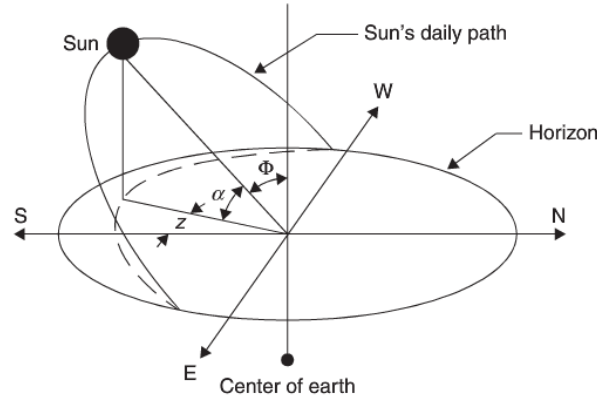
$$h = 15 \cdot (hora - 12) \quad (25)$$

Este resultado es empleado en las definiciones de los ángulos de la altura solar y azimutal, los cuales son necesarios en la creación del vector *s*, que apunte al Sol desde el centro de cada heliostato.

El ángulo de altura solar es aquel que existe entre el plano horizontal y los rayos incidentes (Kalogirou, 2013). También puede obtenerse como el complementario al ángulo cenital, que es el formado por el haz solar y la vertical. El ángulo de altura solar se define como:

$$\alpha = \arcsen(\sen(L) \cdot \sen(\delta) + \cos(L) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(h)) \quad (26)$$

En la expresión anterior *L* se refiere a la latitud del emplazamiento seleccionado,  $\delta$  es el ángulo de declinación y *h* el ángulo horario, previamente definidos.



**Figura 61. Representación de los ángulos de la altura solar y cenital. Fuente: Kalogirou, 2013.**

Tanto el ángulo de altura solar,  $\alpha$ , como el cenital  $z$  aparecen representados en la figura 61, para facilitar su comprensión.

Por último, el ángulo azimutal solar es el existente entre la proyección de los rayos incidentes en un plano horizontal y la dirección sur, en el caso del hemisferio norte. Los ángulos hacia el oeste se considerarán positivos y negativos en el sentido contrario. La expresión que define el ángulo azimutal es (Kalogirou, 2013):

$$z = \arcsen\left(\frac{\cos(\delta)\sen(h)}{\cos(\alpha)}\right) \quad (27)$$

El resultado de aplicar la ecuación anterior proporciona el ángulo azimutal en grados. Aun así, es necesario comprobar si para el día y el lugar para el que se calcula el ángulo azimutal, el Sol se encuentra al Sur, es decir, por detrás de una línea trazada de este a oeste. Este es el caso mostrado en la figura 70. Si se cumple la siguiente condición, el ángulo obtenido tras aplicar la ecuación 27 es correcto.

$$\cos(h) > \frac{\tan(\delta)}{\tan(L)} \quad (28)$$

En caso contrario, se redefine el ángulo azimutal en base al obtenido previamente en función de la hora solar:

$$z_{nuevo} = -180 + |z_{anterior}| \quad \text{Si } hora \leq 12:00 \quad (29)$$

$$z_{nuevo} = 180 - z_{anterior} \quad \text{Si } hora > 12:00 \quad (30)$$

El ángulo azimutal empleado en el presente trabajo, se obtiene referenciándolo al norte en lugar de al sur como se aprecia en su definición, para cálculos realizados en el hemisferio norte. De esta forma, se pretende ser consecuentes con el sistema de referencia elegido y no cometer errores en la definición del vector  $s$ , ya que el norte y el este se consideran positivos en lugar del sur y el oeste. Para ello, aplicando las siguientes fórmulas se obtiene el ángulo azimutal como un desplazamiento medido desde el norte,

siendo positivo los ángulos hacia el este, aunque el emplazamiento se encuentre también al norte del ecuador.

$$z_{norte} = 180 + z_{sur} \quad \text{Si } z_{sur} \leq 0^\circ \quad (31)$$

$$z_{norte} = -180 + z_{sur} \quad \text{Si } z_{sur} > 0^\circ \quad (32)$$

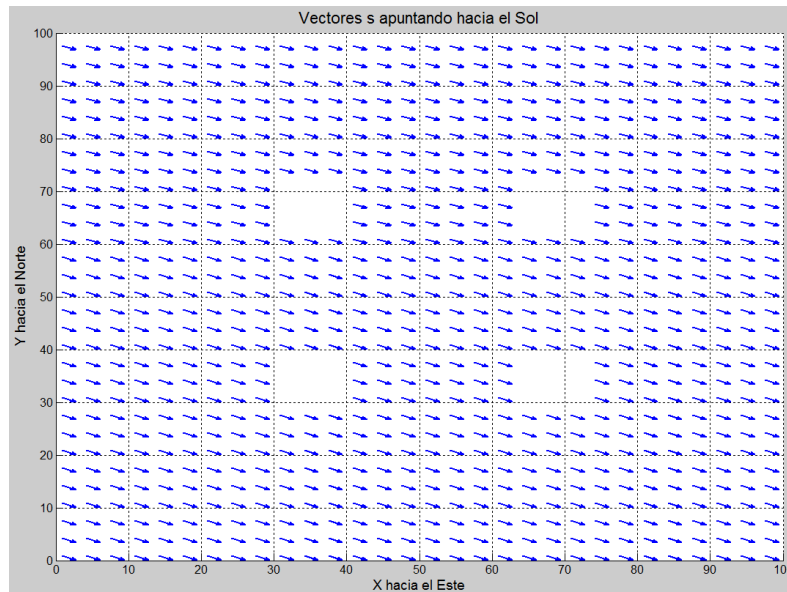
Donde se recalca que  $z_{norte}$  es el ángulo obtenido según la nueva definición y  $z_{sur}$  es el desplazamiento angular que se obtiene de la ecuación 27 o en su defecto de las expresiones 29 y 30. Una vez que se han determinado esta serie de ángulos solares, se definen las componentes del vector  $s$  de la siguiente manera:

$$s_x = \cos(\alpha) \cdot \sin(z) \quad (33)$$

$$s_y = \cos(\alpha) \cdot \cos(z) \quad (34)$$

$$s_z = \sin(\alpha) \quad (35)$$

Donde el ángulo azimutal empleado se obtiene de las ecuaciones 31 y 32. En este momento, se pueden obtener representaciones gráficas del vector  $s$ , en las cuales se muestre la posición del Sol en un instante determinado.



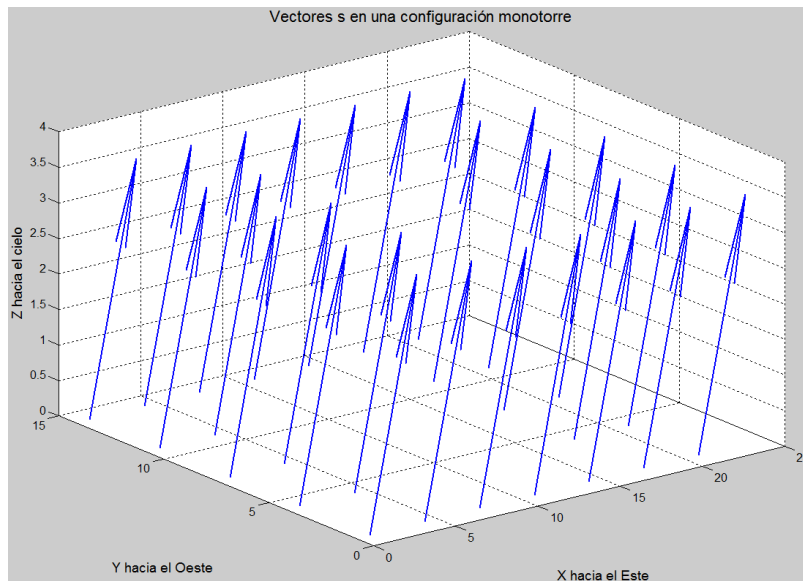
**Figura 62. Representación en 2-D (proyección horizontal) de los vectores  $s$ , para un campo de 10.000 m<sup>2</sup> con cuatro torres, sin los heliostatos que rodean a las mismas, para un día de Junio a las 10:00 horas. Fuente: elaboración propia.**

En la figura 62 se muestra un ejemplo de las proyecciones horizontales de los vectores  $s$  para un campo arbitrario de 10.000 m<sup>2</sup> y cuatro torres, para un día de junio a las 10:00.

Para poder visualizar de una forma más clara la orientación de los vectores  $s$  de forma tridimensional, se realiza a continuación una representación de un campo solar de menor tamaño, con un único receptor central. En la figura 63, se muestran los vectores para una



configuración arbitraria monotorre, que se emplea únicamente para ilustrar las ecuaciones precedentes.



**Figura 63. Representación en 3-D de los vectores  $s$ , para un campo de  $360 \text{ m}^2$  con una sola torre. Fuente: elaboración propia.**

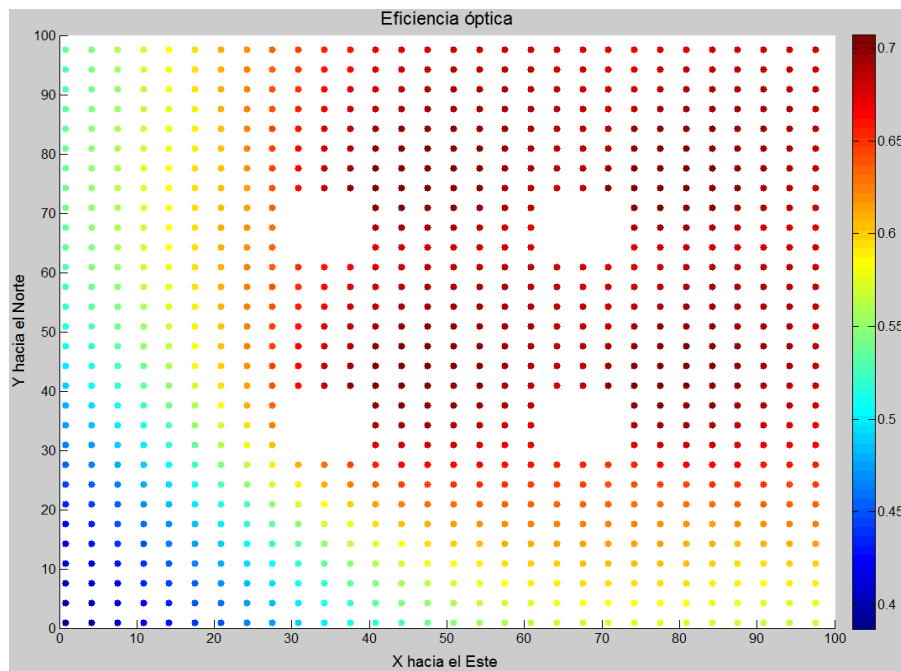
### 3.2.3 Efecto coseno

A partir de las definiciones de los vectores  $\mathbf{t}$  y  $\mathbf{s}$ , se puede obtener el denominado ángulo de incidencia,  $\omega$ , cuyo coseno, es el último parámetro de la eficiencia óptica que queda por calcular. El ángulo  $\omega$  existente entre el vector perpendicular al heliostato,  $\mathbf{n}$  y el vector  $\mathbf{s}$ , que apunta al Sol; guarda una relación con el ángulo que forman los vectores  $\mathbf{t}$  y  $\mathbf{s}$ . Siendo este último, dos veces el ángulo de incidencia, por simetría. Por tanto, el cálculo de  $\omega$  se realiza como:

$$\omega = 0,5 \cdot \arccos\left(\frac{\vec{s} \cdot \vec{t}}{|\vec{s}| \cdot |\vec{t}|}\right) \quad (36)$$

Según la expresión anterior, el ángulo de incidencia se obtiene como el semiángulo formado por los vectores  $\mathbf{s}$  y  $\mathbf{t}$ , a través del producto escalar.

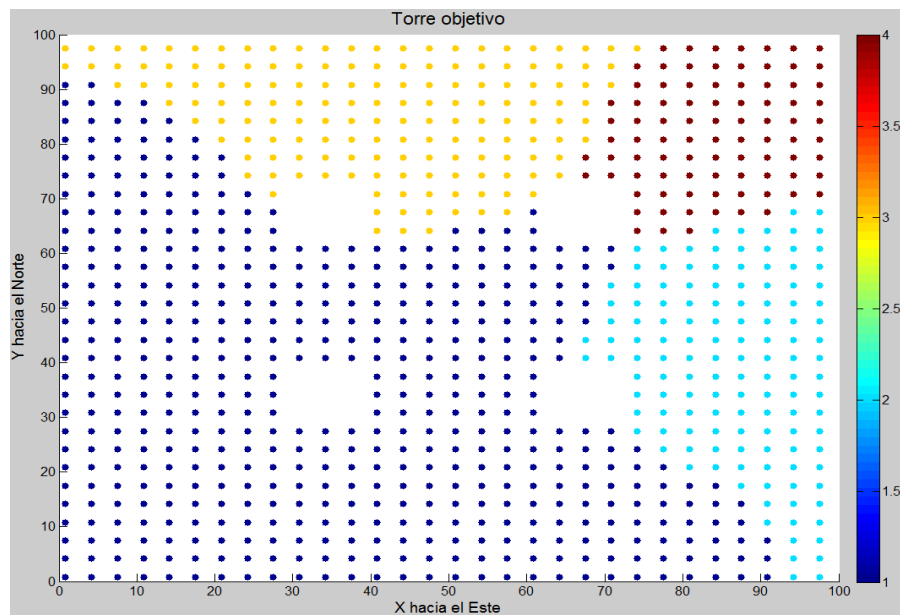
Una vez calculados todos los parámetros que componen la eficiencia óptica instantánea de cada heliostato, dicho valor de la eficiencia se emplea como criterio de selección de la torre objetivo en las configuraciones multitorre. Esto quiere decir que, para cada heliostato se calcula la eficiencia óptica instantánea resultante de enfocar a cada una de las torres que componen el campo solar, seleccionando la torre que proporcione el valor máximo.



**Figura 64. Representación de la eficiencia óptica de los heliostatos de un campo de 10.000 m<sup>2</sup> con cuatro torres, sin los espejos que rodean a las mismas, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia.**

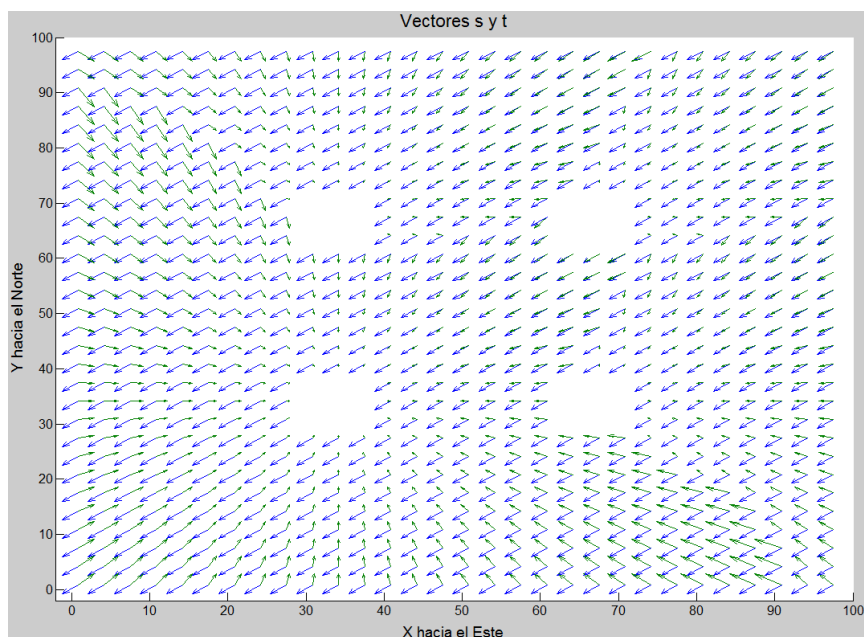
En la figura 64, se muestran las eficiencias ópticas instantáneas obtenidas para los distintos heliostatos, en un caso empleado como ejemplo, cuyas dimensiones y número de receptores se ha escogido aleatoriamente. Es un campo de 10.000 m<sup>2</sup> y cuatro torres, a las 14:00 hora solar de un día de abril. Los resultados que se presentan son los valores máximos de eficiencia que se obtienen para la hora y el día seleccionados, apuntando a la torre que maximiza el rendimiento de cada uno de los espejos.

Las torres a las que enfocan los heliostatos, para la misma configuración anterior, se recogen en la imagen 65. En azul más oscuro se muestran aquellos heliostatos que enfocan a la torre número uno, que según la nomenclatura empleada, se corresponde con la situada en la esquina inferior izquierda. Es decir, son los heliostatos cuyo mejor rendimiento óptico se alcanza cuando se enfoca a la torre de la esquina inferior izquierda para la hora y día considerados. Los heliostatos coloreados en azul claro, enfocan a la torre dos, situada al este de la anterior, para alcanzar su mejor rendimiento. En amarillo se encuentran los espejos que tienen a la torre tres como objetivo, es decir, al receptor central situado en la esquina superior izquierda. Por último, en marrón se marcan los heliostatos que enfocan a la torre número cuatro para conseguir su máximo rendimiento óptico.



**Figura 65. Representación de la torre objetivo de cada heliostato de un campo de 10.000 m<sup>2</sup> con cuatro torres, sin los espejos que rodean a las mismas, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia.**

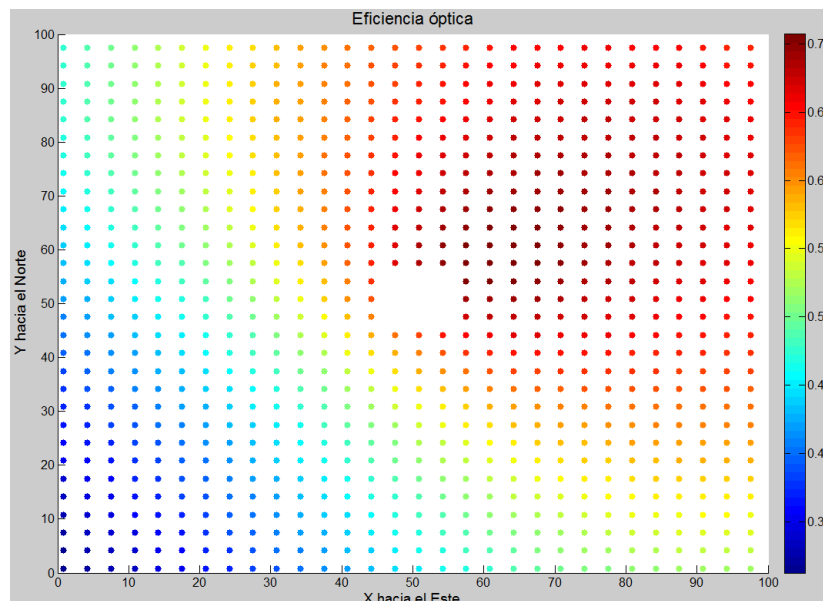
En la figura 66, se muestra otra forma de visualizar la torre a la que enfoca cada heliostato, junto con la posición del Sol en el instante determinado, a través de los vectores  $s$  y  $t$ .



**Figura 66. Representación en 2-D de los vectores  $s$  y  $t$ , para un campo de 10.000 m<sup>2</sup> con cuatro torres, sin los heliostatos que rodean a las mismas, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia.**

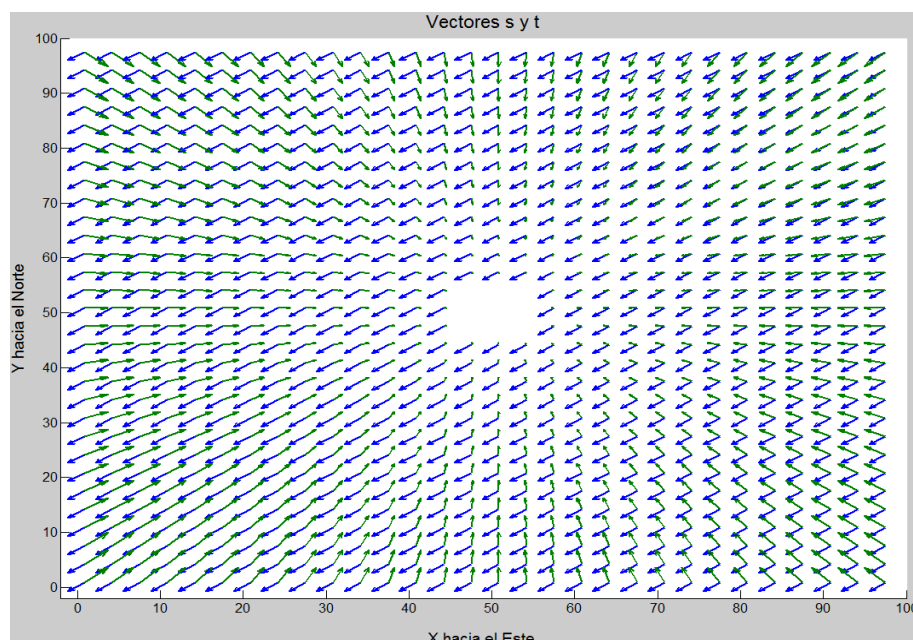
En el caso de una configuración con un único receptor central, figura 67, solo existe una posibilidad a la hora de obtener la eficiencia óptica, que consiste en que todos los

heliostatos enfoquen a la única torre existente en el campo. Se ha empleado como ejemplo un campo solar de 10.000 m<sup>2</sup> para un día de abril a las 14:00 hora solar.



**Figura 67. Representación de la eficiencia óptica de cada heliostato de un campo de 10.000 m<sup>2</sup> con un único receptor central, sin los espejos que rodean al mismo, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia.**

La obtención de estas eficiencias es el resultado del cálculo de los distintos parámetros que la componen, entre ellos, los vectores  $s$  y  $t$ , mostrados en la figura 68.



**Figura 68. Representación en 2-D de los vectores  $s$  y  $t$ , para un campo de 10.000 m<sup>2</sup> con un único receptor central, sin los heliostatos que rodean al mismo, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia.**

### 3.3 Potencia térmica de los heliostatos

Uno de los objetivos fundamentales de la obtención de la eficiencia óptica instantánea de cada heliostato consiste en poder calcular la potencia térmica que son capaces de transmitir al receptor objetivo. Si se conoce la radiación directa incidente sobre el emplazamiento elegido, la potencia concentrada por cada heliostato sobre el receptor en una hora se puede calcular como (departamento de ingeniería térmica y de fluidos):

$$P_{heliostato} = \eta_{opt} \cdot I_D \cdot A_{heliostato} \quad (37)$$

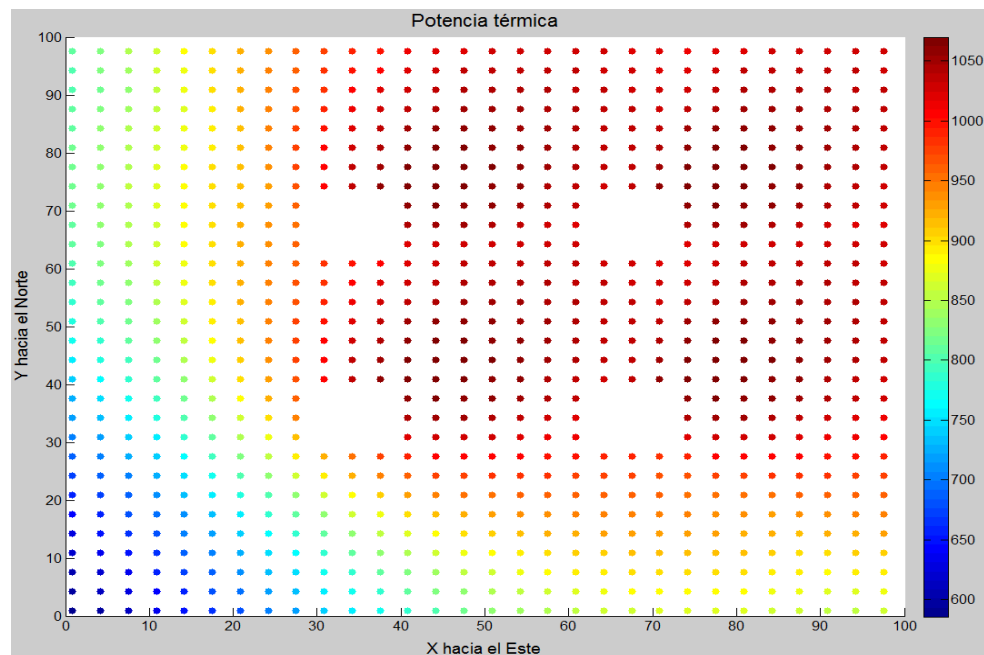
Donde  $\eta_{opt}$  hace referencia a la eficiencia óptica de cada heliostato,  $I_D$  es la radiación directa recibida por unidad de área perpendicular al Sol en una hora, sobre el emplazamiento de la central, expresado en  $W/m^2$  y  $A_{heliostato}$  hace referencia al área de la superficie reflectante del heliostato en  $m^2$ .

La suma de los resultados obtenidos al aplicar la ecuación 37 sobre todos los heliostatos que pertenecen a cada torre, proporciona la potencia térmica que recibe cada receptor central en un instante considerado (es decir a una hora del día determinada).

$$P_{torre} = \sum_1^{heliostato} P_{heliostato} \quad (38)$$

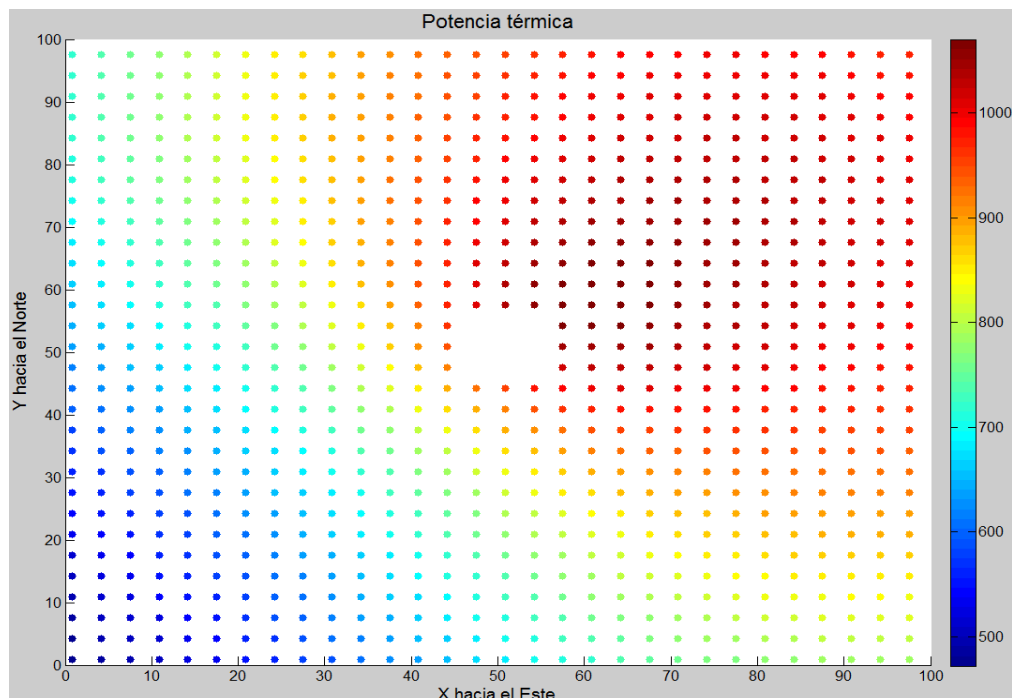
El resultado obtenido después de aplicar este sumatorio, se expresa en vatios. Este valor se emplea para obtener el calor que se transfiere a la sal que circula por el interior del receptor, como se comentará en capítulos posteriores.

En la figura 69, se presenta un ejemplo de la potencia transmitida por cada heliostato a su torre objetivo. La configuración multitorre se ha seleccionado de forma arbitraria para facilitar la comprensión del concepto de potencia reflejada por cada espejo. Se realiza el cálculo para un campo de  $10.000 m^2$  de una configuración multitorre con cuatro receptores. Se particulariza para las 14:00 hora solar de un día de abril.



**Figura 69. Representación de la potencia térmica emitida por cada heliostato de un campo de 10.000 m<sup>2</sup> con cuatro torres, sin los espejos que rodean al mismo, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia.**

Se presenta también la potencia transmitida por cada heliostato en una configuración equivalente a la anterior con un único receptor central, en la figura 70.



**Figura 70. Representación de la potencia térmica emitida por cada heliostato de un campo de 10.000 m<sup>2</sup> con un único receptor central, sin los espejos que rodean al mismo, para un día de Abril a las 14:00 horas. Fuente: elaboración propia.**





# TEMA 4: DISEÑO DEL RECEPTOR CENTRAL

## 4.1 Tipos de receptores centrales

El receptor es el elemento donde se produce la transferencia de calor al fluido térmico empleado, en este caso, sales fundidas. Su diseño es de vital importancia en el correcto funcionamiento de la central, ya que es el encargado de soportar las mayores temperaturas debido a la radiación concentrada. Del mismo modo, debe operar de la forma más eficaz posible, lo que significa transferir la mayor cantidad de calor posible a las sales fundidas minimizando las pérdidas con el exterior.

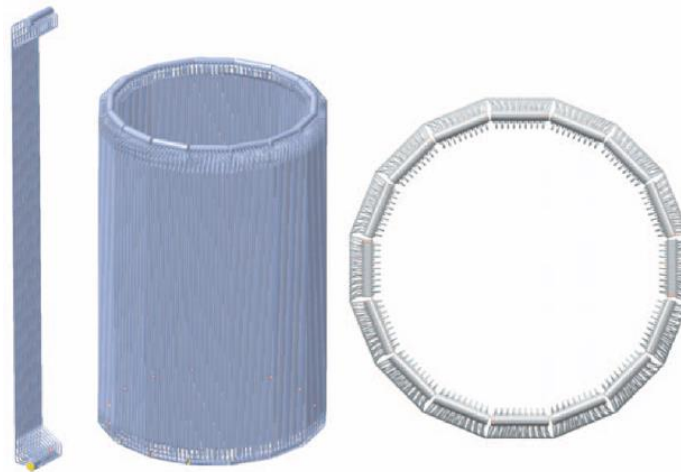
El receptor es una parte costosa de la central que sufre enormemente con los transitorios, ocasionados por efectos meteorológicos, etc. Estos fenómenos generan estrés térmico sobre los materiales acortando su vida útil. Por este motivo, un correcto dimensionamiento del receptor minimiza las pérdidas de calor y el empleo de materiales adecuados provoca que los daños por fatiga o fluencia sean poco importantes, logrando disminuir el coste de construcción y mantenimiento del receptor.

Existen diferentes configuraciones de receptores que emplean distintos fluidos térmicos y captan la radiación de forma diferente. Con cada diseño se intenta optimizar la transferencia de calor para las condiciones operativas de la central. Entre los diversos receptores existentes destacan:

- Receptor exterior o cilíndrico: está formado por una serie de tubos agrupados en paneles que se sitúan alrededor de una estructura que los soporta. La radiación

impacta directamente sobre los mismos, lo que genera importantes pérdidas de calor con los alrededores, logrando alcanzar una temperatura algo menor que en otros receptores. Para mejorar la absorción de la radiación se emplean superficies selectivas en los tubos (aportes energías renovables).

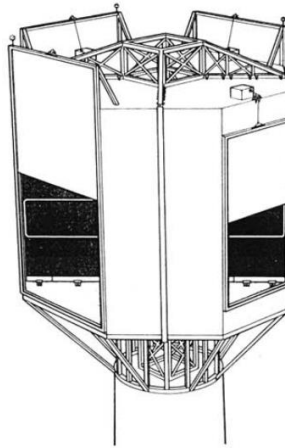
El fluido que circula por el interior se encarga de refrigerar los tubos, por lo que cualquier imprevisto puede provocar el quemado de los mismos. Del mismo modo, se evita concentrar toda la radiación en un solo punto del receptor, ya que los tubos ocupan toda la periferia, así se transfiere de una forma más homogénea el calor al fluido, lo que disminuye la relación de concentración. Sin embargo, el fluido interior puede alcanzar temperaturas por encima de los 500°C lo que facilita la implantación de un ciclo de potencia Rankine. Es el tipo de receptor que se utiliza con sales fundidas como fluido térmico, ver figura 71.



**Figura 71. Ejemplo de receptor exterior similar al instalado en Gemasolar. Fuente: Lata y otros, 2008.**

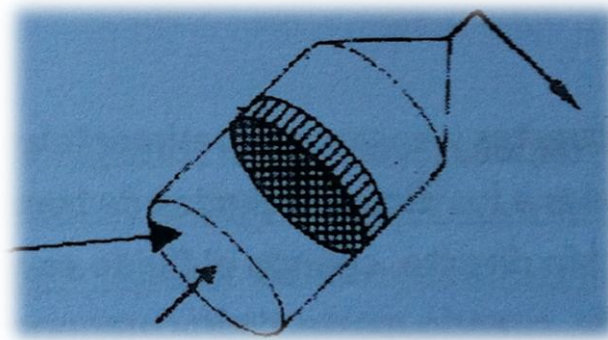
- Receptor de cavidad: es una configuración ideada para reducir las pérdidas de calor con el exterior que experimentan los anteriores. En este caso, los tubos se sitúan en el interior de una cavidad aislada con el objetivo de disminuir la transferencia de calor por convección, como se muestra en la imagen 72. Existen distintos modelos con un número de cavidades variables.

La ventaja fundamental es que se logran alcanzar temperaturas mayores que en los receptores exteriores. Sin embargo, al disminuir el área de apertura, los diseños deben ser precisos, calculando la forma y el tamaño que deben tener las cavidades para intentar captar la máxima radiación posible sin aumentar las pérdidas por radiación y convección. Son receptores direccionales, en los que los heliostatos deben enfocar de una forma precisa la radiación a dichas áreas de apertura. Eso restringe la superficie que puede ser ocupada por los heliostatos en el campo para enfocar a la cavidad de la torre.



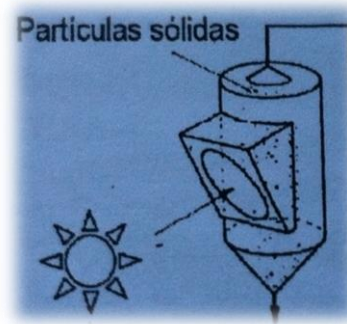
**Figura 72. Ejemplo de receptor de cavidad. Fuente: Power from the Sun.**

- Receptor volumétrico: dispone de una matriz porosa que se calienta al recibir la radiación solar incidente. Se produce la transferencia de calor por convección hacia el fluido de trabajo, normalmente aire, que se encuentra en contacto con dicha matriz, recibido del exterior. De esta forma, se reducen las temperaturas de operación de los materiales circundantes, evitando sobrecalentamientos que dañen el sistema receptor. Sin embargo, las relaciones de concentración conseguidas en la superficie absorbente, es decir, en la matriz porosa, son considerablemente elevadas, logrando elevar la temperatura del fluido hasta muy altas temperaturas. Este tipo de receptor, recogido en la figura 73, se emplea fundamentalmente con aire como fluido de trabajo, por lo que los receptores volumétricos suelen asociarse a ciclos Brayton de obtención de potencia.



**Figura 73. Ejemplo de receptor volumétrico, las flechas indican el camino recorrido por el aire. Fuente: apuntes energías renovables.**

- Receptor de lecho fluido: está constituido en su interior por una serie de partículas sólidas, normalmente de material refractario, que son las encargadas de recibir la radiación y transmitir el calor resultante al fluido de trabajo, que está en contacto con ellas. Es un concepto novedoso (ver figura 74) que trata de reducir la temperatura que han de soportar los materiales, sobre todo los que conforman la superficie absorbente, sin penalizar la temperatura alcanzable por el fluido de trabajo.



**Figura 74. Ejemplo de receptor de lecho fluido. Fuente: apuntes energías renovables**

En el presente trabajo se empleará un receptor exterior con forma cilíndrica, cuyas dimensiones variarán de forma diferente en las configuraciones multitorre y en los casos de un único receptor central. Se ha optado por emplear la tecnología de sales fundidas tanto en el sistema receptor como en el almacenamiento, ya que se considera la mejor opción en cuanto al coste de producción de electricidad se refiere. Esto es debido a su mayor eficiencia energética y alta densidad del campo de heliostatos, ya que se requieren configuraciones más compactas y de menor extensión (Ortega y otros, 2008).

Los receptores que emplean sales fundidas como fluido de trabajo presentan el inconveniente de alcanzar una mayor temperatura en la superficie receptora con respecto a los sistemas de generación directa de vapor, lo que aumenta las pérdidas de calor con el exterior. Sin embargo, debido a las propiedades térmicas de las sales empleadas, se obtiene un vapor a mayor temperatura en el generador de vapor, lo que reporta mayores eficiencias del ciclo de potencia que pueden compensar el efecto negativo de las pérdidas del receptor.

En la tabla 15, se presentan las características constructivas de los diferentes receptores empleados, tanto para las configuraciones multitorre como para el caso de receptor único.

En las configuraciones multitorre, se emplea un receptor cilíndrico cuya altura es igual al diámetro. Esta dimensión que se corresponde con un metro, se obtiene escalando el diámetro de la central Gemasolar, presentado en la tabla 15, con la altura de ambas torres, también recogidas en el cuadro 15. Con esta geometría, se logra que la razón área respecto a volumen sea mínima, como se comprobará en el diseño de los tanques de almacenamiento de sales, realizado en temas posteriores. Únicamente la esfera tendría una relación menor, pero no se contempla su empleo por la complejidad que aporta al diseño y construcción. De esta forma, se pretende reducir las pérdidas de calor para un volumen dado de receptor. Además, el volumen de receptor no interesa que sea muy reducido ni alargado, pues eso generaría problemas de desbordamiento de la radiación que le llega desde los heliostatos.

	Receptor multitorre			Receptor único
Diámetro del receptor (m)	1	1	1	8,4
Altura del receptor (m)	1	1	1	10,5
Altura óptica del receptor (m)	16,7	16,7	16,7	140
Número de paneles por lado	1	2	3	8
Número total de paneles	2	4	6	16
Tubos por panel	67	33	22	70
Tubos efectivos	134	66	44	140
Número total de tubos	134	132	132	1120
Diámetro exterior de los tubos (mm)	20,00	20,00	20,00	20,00
Longitud de los tubos (m)	1	2	3	84
Espesor de la pared de los tubos (mm)	1,65	1,65	1,65	1,65
Espaciamiento entre centros de los tubos (mm)	23,33	23,33	23,33	23,33
Conductividad de los tubos ( $W/m \cdot K$ )	21,95	21,95	21,95	21,95

**Tabla 15. Características de los receptores empleados. Fuente: elaboración propia.**

Debido al tamaño del receptor multitorre, se considerarán tres configuraciones distintas, que emplearán dos, cuatro y seis paneles. Esto equivale a disponer de la mitad de los paneles por cada lado de circulación de la sal. No se ha contemplado el aumento del número de paneles ya que esto complicaría la fabricación de los receptores, aumento su coste.

En cambio, en el caso de un único receptor, se emplean las dimensiones de un caso real, que coincide con el instalado en la central Gemasolar, descrito en el apartado 2.3.4. Se decide emplear un total de 16 paneles rodeando al receptor (De Loizaga, 2013), que es un valor típico estimado, ya que no se dispone de datos más concretos de la planta.

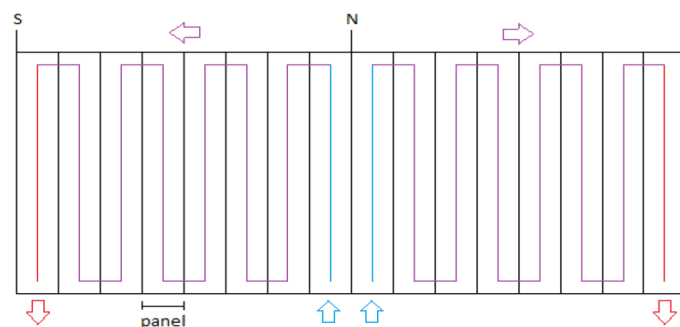
En cuanto a los tubos, están fabricados de una alta aleación de níquel, conocida comercialmente como INCOLOY aleación 800H. Los componentes principales son níquel, cromo y hierro conformando un 90 % del material, el resto son elementos aleantes como el aluminio o el titanio, que mejoran sus propiedades mecánicas y térmicas. Es un material conseguido a partir de la evolución de determinados aceros inoxidables para ser empleado en plantas termosolares, ya que es el que mejor se adapta a las temperaturas de operación de las mismas. La conductividad ha sido obtenida interpolando (Special metals), para una temperatura de 650°C, que es la máxima temperatura de operación de este material, por encima de la cual se produce el deterioro de los mismos (Rodríguez-Sánchez y otros, 2013).

La dimensión externa de los tubos es la misma que los empleados en Gemasolar (Singer y otros, 2010). Se ha seleccionado un grosor de 1,65 mm (Rodríguez-Sánchez y otros, 2013). El espaciado entre las superficies de los tubos debe ser suficiente para poder anclarlos a la estructura del receptor. Este proceso se realiza mediante unos clips que se sueldan a lo largo de los tubos para evitar que estos se comben. Por ello, se estima que es necesaria una distancia de al menos 1 mm, entre superficies exteriores de tubos sucesivos, para su correcta instalación.

Los receptores están compuestos por una serie de paneles absorbedores que aglutinan cada uno un número fijo de tubos. El número de tubos por panel está determinado por la distancia escogida entre tubos. Por simplicidad sólo se tendrán en cuenta disposiciones de una sola fila de tubos por panel. La circulación de las sales fundidas se realiza a través de dos caminos. Ambos caminos empiezan en la parte norte del receptor, flechas en azul de la figura 75, y lo recorren hasta alcanzar el sur, saliendo por las flechas en rojo. Un camino realizará el recorrido norte-este-sur y la circulación del otro será de norte-oeste-sur.

Esta configuración es la recomendada para maximizar la capacidad de refrigeración de los tubos por parte del fluido de trabajo. El fluido es bombeado del tanque de sales frías a una temperatura aproximada de 290°C, alcanzando un depósito que sirve de suministro al receptor. El flujo total de sales fundidas se divide entonces en dos. Cada uno se distribuirá de forma homogénea entre todos los tubos que conforman el primer panel que se encuentran.

A continuación, las sales fundidas que circulan por una de las vertientes son de nuevo agrupadas en un tubo colector antes de ser introducidas en el siguiente panel. El recorrido se realiza en serie a través de los paneles de cada lado, recorrido seguido desde una flecha azul hasta la flecha roja correspondiente, pero en paralelo en los tubos que aglutina cada panel. De este modo, a la salida de cada panel se obtiene una masa de sales fundidas con una temperatura homogénea que será introducida de nuevo en la siguiente etapa. Se logra obtener por tanto, un calentamiento uniforme del conjunto de sales introducidas. El número de tubos efectivos, recogido en la tabla 15, indica el número de conductos por los que se introducen inicialmente las sales fundidas. Al existir dos caminos, se calcula como el doble de los tubos que tiene un panel.



**Figura 75. Esquema del recorrido que realizan las sales fundidas en un receptor con más de un panel por lado. Fuente: Joga, 2012.**



La actividad del receptor se completa con el empleo de válvulas purgadoras de aire, reguladores de presión, cuyo objetivo principal es obtener la misma cantidad de sales circulando por el interior de cada tubo igualando las pérdidas de carga entre ellos y sistemas de seguridad contra sobrepresiones o transitorios.

En una configuración multitorre, la misma cantidad de sales recorrerá todo el conjunto de receptores instalados. Se supone que los tubos están perfectamente aislados. En este estudio preliminar se independizan los resultados de los cambios de orientación que se producen al aumentar el número de torres. De esta forma, las sales fundidas se introducirán en el receptor que se encuentra más al suroeste en el campo solar y acabarán en la torre situada al noreste del mismo. Es decir, las sales fundidas circularán por las torres del campo de oeste a este y desde la zona sur a la norte. Esta configuración asegura una mayor refrigeración de los tubos por parte de la sal.

A la salida del último receptor, la sal estará a una temperatura de 565°C. Dependiendo de la hora del día, la cantidad de sal calentada variará para conseguir dicha temperatura de salida. Por ello el gasto de sal será mayor en las horas centrales del día y en los meses de verano, donde la radiación recibida es mayor y es posible que circule un gasto másico elevado para no sobrepasar la temperatura máxima de la sal. Las bombas de la central no se pondrán en funcionamiento, es decir, no habrá circulación de sal por el receptor ni se captará energía solar, en los casos en los que la energía recibida en el conjunto de receptores no sea suficiente para calentar una cantidad de sales fundidas que recorra todos los tubos con una velocidad de al menos 1  $\text{cm/s}$ . Esto puede ocurrir en las primeras y últimas horas de los meses de invierno.

En una configuración de un solo receptor, el método de operación de la planta termosolar es muy similar. El objetivo consiste en obtener una cantidad de sales fundidas a una temperatura de 565°C a la salida del mismo, que serán dirigidas al tanque de almacenamiento de sales calientes. Se pretende que la sal circule como mínimo a 5  $\text{cm/s}$  para que sea rentable activar el sistema de bombeo de la central. En las configuraciones monotorre, el aumento del número de paneles provoca un incremento de la velocidad de circulación de las sales fundidas.

Las sales que se acumulan en el tanque caliente, procedentes de receptor, se extraen de forma continua para generar el vapor necesario en el ciclo de potencia a través de un intercambiador de calor. En el intercambiador de calor las sales liberan toda su energía al calentar el agua que circula por el lado frío del intercambiador, y retornan al tanque de sales frías a una temperatura de 290°C.

La composición de las sales fundidas consiste en un 60 % en peso de nitrato de sodio ( $\text{NaNO}_3$ ) y el 40 % restante, está formado por nitrato de potasio ( $\text{KNO}_3$ ). Para poder caracterizar el comportamiento de las sales fundidas en los procesos de calentamiento y enfriamiento, llevados a cabo en el receptor y en el generador de vapor, es necesario determinar sus propiedades, que dependen de la temperatura a la que se encuentran (Zavoico, 2001):



$$\rho_{sal} = 2090 - 0,636 \cdot T \quad (39)$$

$$c_{p\ sal} = 1443 + 0,172 \cdot T \quad (40)$$

$$\mu_{sal} = 22,714 - 0,120 \cdot T + 2,281 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 1,474 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 \quad (41)$$

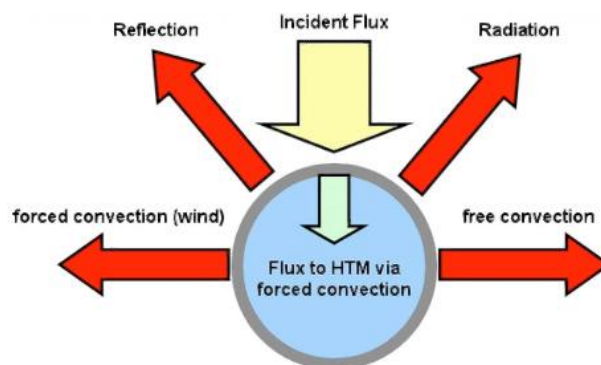
$$k_{sal} = 0,443 + 1,19 \cdot 10^{-4} \cdot T \quad (42)$$

Las ecuaciones anteriores son función de la temperatura de trabajo de las sales fundidas T, expresada en °C. La densidad  $\rho_{sal}$  se obtiene en  $kg/m^3$ ; el calor específico  $c_{p\ sal}$ , está expresado en  $J/kg \cdot ^\circ C$ ; el resultado de la viscosidad dinámica,  $\mu_{sal}$ , es en  $mPa \cdot s$  y la conductividad de la sal,  $k_{sal}$ , se calcula en  $W/m \cdot ^\circ C$ .

## 4.2 Modelo termodinámico del receptor

Para poder conocer de una forma detallada el calentamiento que experimentan las sales fundidas a su paso por los distintos receptores, se deben conocer los distintos modos de transferencia de calor que se producen. Una vez determinados, se puede obtener la distribución de temperaturas de las sales y de los tubos y analizar si los resultados son técnicamente viables, es decir, si los materiales actuales soportan las temperaturas alcanzadas y si la radiación recibida es suficiente para calentar una cantidad de sales determinada a través de la velocidad mínima de paso por tubo.

Con el objetivo de realizar un modelo lo más cercano a la realidad posible, se deben tener en cuenta los diferentes procesos térmicos que tienen lugar desde que la radiación alcanza un tubo del receptor hasta la conversión en calor que será transmitido a las sales fundidas, mostrados en la figura 76.



**Figura 76. Modos de transferencia de calor surgidos en el proceso de conversión de la radiación incidente en calor. Fuente: Singer y otros, 2010.**

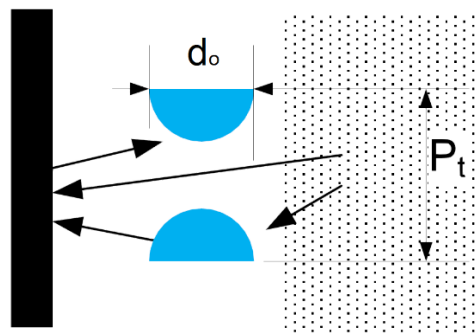
En primer lugar, se debe tener en cuenta la reflexión de parte de la radiación incidente. Se debe a la variación del coeficiente de absorción de las diferentes superficies sobre las que incide la radiación, con la longitud de onda de la misma. De los heliostatos procede radiación perteneciente al espectro visible fundamentalmente, mientras que la radiación infrarroja es la que se refleja y emite entre los tubos, la pared y los alrededores. Parte de la radiación enfocada sobre el receptor será reflejada, sin llegar a ser absorbida por ninguna superficie.

Otro de los fenómenos que es necesario considerar es la pérdida de calor por convección. Esta se divide a su vez en dos: convección natural o libre y convección forzada. En el primero de los casos, se produce una transferencia de calor de las superficies que se encuentran a mayor temperatura hacia los alrededores, cuya temperatura es menor. Por tanto, el fenómeno se agravará cuanto mayor sea la diferencia entre la temperatura de los tubos y la del ambiente. Se ha comprobado, que puede existir fácilmente una diferencia de unos 600°C entre el ambiente, que un día muy caluroso no superará los 50°C y la superficie exterior de los tubos, que puede alcanzar los 650°C de temperatura máxima. Por el contrario, la transferencia de calor por convección forzada tiene en cuenta el efecto

del viento en el enfriamiento de las superficies más calientes. Cuanto mayor es la velocidad del mismo, mayor es la pérdida de calor que se produce.

Por último, también es necesario considerar la radiación entre las diferentes superficies que forman el receptor y los alrededores. Se producen una serie de interacciones, debido a la temperatura a la que se encuentran los diferentes cuerpos y a la radiación recibida. Se realizará una hipótesis simplificadora, bastante cercana al comportamiento efectivo real, que consiste en suponer que todas las superficies son grises difusas. De este modo, los intercambios de radiación producidos entre ellas, son independientes de la dirección del espacio y de la longitud de onda de la radiación.

Para cuantificar el valor de los diferentes fenómenos de transferencia de calor que se producen, se selecciona una configuración básica sencilla de analizar. Dicha configuración está compuesta por dos semitubos, como se muestra en la figura 77, situados entre medias de dos superficies paralelas entre sí. Una de ellas, es la pared refractaria que forma la estructura del receptor y la otra es el ambiente exterior, compuesta tanto por el cielo como por el suelo.



**Figura 77. Configuración empleada en el análisis termodinámico del receptor. Fuente: apuntes sistemas térmicos.**

Las áreas entre las que se producen los intercambios de energía en la unidad básica analizada serán las siguientes:

$$A_t = \pi \cdot d_o \cdot L_t \quad (43)$$

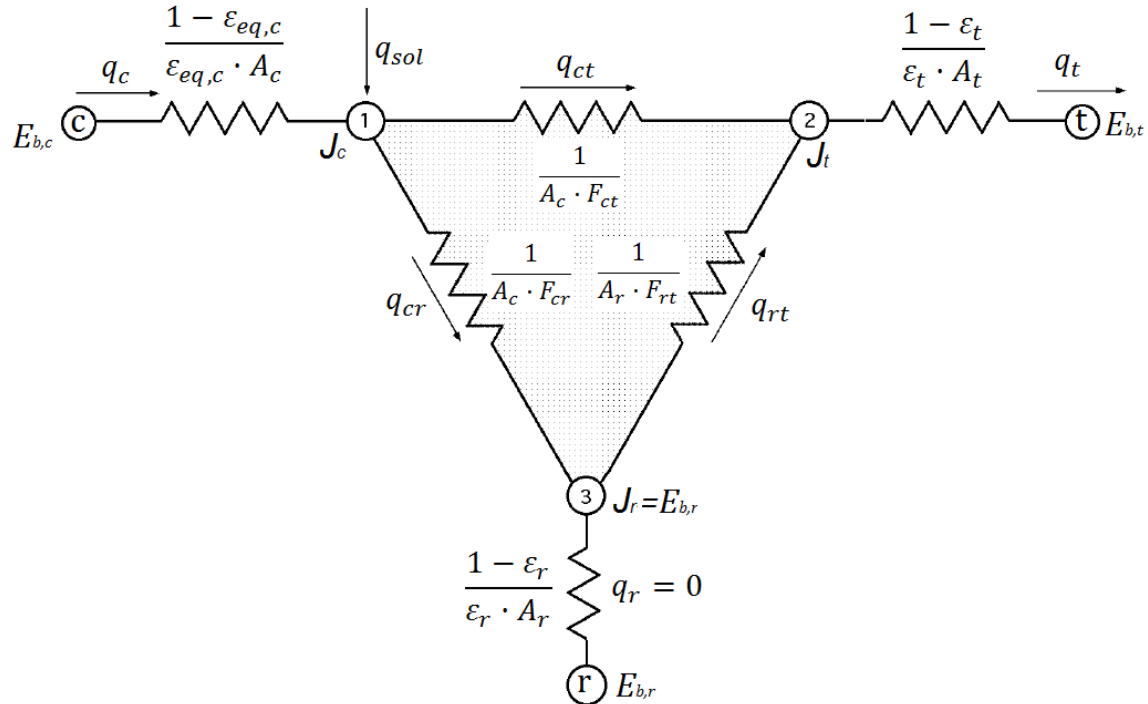
$$A_r = p_t \cdot L_t \quad (44)$$

$$A_c = A_r \quad (45)$$

Donde  $A_t$ ,  $A_r$  y  $A_c$  hacen referencia, respectivamente, al área del tubo, área de la pared refractaria de la unidad básica y área de la superficie equivalente del cielo en una unidad básica. Todas las áreas están expresadas todas en  $m^2$ . En las ecuaciones anteriores  $d_o$  es el diámetro exterior de los tubos, medido en metros y  $L_t$  es la longitud de los tubos también en metros.

Para cuantificar los intercambios de radiación que se producen entre las distintas superficies se emplea un circuito compuesto por resistencias térmicas, que permitirá

conocer la radiación que absorbe un tubo, del total incidente sobre el receptor. De esta forma, se tiene en cuenta la transferencia de energía entre las distintas superficies, es decir, de tubo a tubo, de la pared refractaria a los tubos y de estos hacia el ambiente. En la figura 78, se muestra el circuito térmico equivalente que es necesario resolver para conocer la transferencia de calor entre las distintas superficies:



**Figura 78. Circuito de resistencias térmicas de radiación con aporte de calor que modelan el receptor central. Fuente: Fernández, 2014.**

Los índices  $c$ ,  $r$  y  $t$  hacen referencia a la superficie equivalente del cielo, la pared refractaria y el tubo, respectivamente. De estas tres, la pared refractaria es considerada una superficie rerradiante, donde la transferencia neta de calor a través de la pared es cero. Esto es así ya que se considera que la pared rerradiante se encuentra perfectamente aislada y los efectos de la convección aplicados sobre ella son poco importantes. Por tanto, la resistencia térmica existente entre los puntos  $r$  y  $3$  de la figura 87, no es necesaria en la resolución del sistema de ecuaciones que lo componen.

Entre los parámetros necesarios para cuantificar el calor que absorbe el tubo por radiación  $q_t$ , sin tener en cuenta las pérdidas por convección, es necesario definir los factores de forma o de visión  $F_{ij}$ . Estos expresan la fracción de radiación que partiendo de la superficie  $i$  alcanza la superficie  $j$ . También se deben conocer las emisividades,  $\varepsilon$ , de las distintas superficies.

En primer lugar se ha definido una variable denominada  $q_{sol}$ , que hace referencia al calor que recibe un tubo procedente del campo de heliostatos, su expresión es la siguiente:

$$q_{sol} = \alpha_{efec} \cdot P_{torre} \cdot \frac{A_c}{A_{torre}} \quad (46)$$

Donde  $\alpha_{efec}$  es el coeficiente de absorción efectivo, cuyo valor típico es 0,9. Este coeficiente tiene en cuenta la variabilidad de absorción en función de la longitud de onda de la radiación. De este modo se incluye el efecto neto, tremendamente complejo, de las distintas reflexiones y pérdidas de radiación en las diferentes longitudes de onda del espectro. Por otra parte,  $P_{torre}$  es la potencia térmica incidente sobre la torre, expresada en vatios. En último lugar, se presenta el cociente de áreas, entre el cielo y el receptor o torre, cuyo valor se define como:

$$A_{torre} = \pi \cdot D_r \cdot H_t \quad (47)$$

En esta ocasión,  $D_r$  y  $H_t$  se refieren al diámetro del receptor y a la altura del mismo, ambos expresados en metros.

A continuación, se necesita calcular los factores de forma. Para ello, se emplea el álgebra de los factores de visión. En primer lugar, se emplea la regla de la suma a la superficie del tubo. Esta consiste en que la suma de los factores de visión de una superficie hacia el resto que forman el recinto, incluso el suyo propio, deben sumar uno (Çengel, 2004):

$$F_{tt} + F_{tr} + F_{tc} = 1 \quad (48)$$

Existe una relación entre  $F_{tr}$  y  $F_{tc}$ , ambos factores son iguales porque el área equivalente del cielo es igual al área de la pared refractaria (ecuación 45). Por tanto, la radiación emitida por los tubos y que alcanza a cada superficie será la misma:

$$F_{tr} = F_{tc} \quad (49)$$

La expresión del factor de visión tubo a tubo es la siguiente (Siegel y Howell, 2002):

$$F_{tt} = \frac{2}{\pi} \left[ (x^2 - 1)^{1/2} + \arcsen\left(\frac{1}{x}\right) - x \right] \quad (50)$$

Donde  $x$  es un factor geométrico que se define como:

$$x = 1 + \frac{p_t - d_o}{d_o} \quad (51)$$

En este punto, operando con las ecuaciones (49) y (50), se puede obtener el factor de visión de tubo a pared refractaria de la expresión (48):

$$\begin{aligned} F_{tt} + 2 \cdot F_{tr} &= 1 \\ F_{tr} &= \frac{1 - F_{tt}}{2} = F_{tc} \end{aligned} \quad (52)$$

Aplicando la regla de la reciprocidad, se obtiene el primer factor de visión que se necesita:



$$F_{tc} \cdot A_t = F_{ct} \cdot A_c$$
$$F_{ct} = F_{tc} \cdot \frac{A_t}{A_c} \quad (53)$$

Si se emplea de nuevo la regla de la suma en la superficie del cielo se obtiene:

$$F_{cc} + F_{cr} + F_{ct} = 1 \quad (54)$$

En esta ocasión, el factor de visión cielo a cielo es cero, porque es una superficie plana. Así se puede despejar el factor de visión que corresponde al área equivalente del cielo-pared refractaria:

$$F_{cr} = 1 - F_{ct} \quad (55)$$

El último factor de forma que aparece en el circuito térmico, es el relativo a pared refractaria-tubo. Por ello, se aplica la regla de reciprocidad, obteniendo:

$$F_{rt} \cdot A_r = F_{tr} \cdot A_t$$
$$F_{rt} = F_{tr} \cdot \frac{A_t}{A_r} \quad (56)$$

Este factor queda completamente definido, si se recupera la expresión (49):

$$F_{rt} = F_{tc} \cdot \frac{A_t}{A_r} \quad (57)$$

Al comparar la ecuación (49) con la anterior, empleando la igualdad de áreas de la pared refractaria y la equivalente del cielo, se demuestra que:

$$F_{rt} = F_{ct} \quad (58)$$

Definidos los factores de visión utilizados en el circuito térmico equivalente, a través de las expresiones (50), (53), (55) y (56); es necesario obtener las emisividades que caracterizan el comportamiento de la superficie del tubo y la equivalente del cielo. Para la emisividad del tubo se ha considerado

$$\varepsilon_t = 0,87 \quad (59)$$

En el caso del tubo, el valor de la expresión (59) es una característica de la aleación empleada en su construcción (Rodríguez-Sánchez y otros, 2013). El cálculo de la emisividad de la superficie equivalente del cielo, es algo más complejo. En primer lugar, es necesario recopilar una serie de información climatológica relativa al lugar donde se ubica la central. De la estación meteorológica más cercana, se obtiene la temperatura media diaria y la humedad relativa del ambiente. El empleo de un diagrama psicrométrico (Anexo 1) junto a los valores anteriores, permite obtener la temperatura de bulbo húmedo del lugar. En este instante, la emisividad del cielo se calcula como (Berger y otros, 1984):

$$\varepsilon_c = \left[ 0,711 + 0,56 \cdot \left( \frac{T_{bh}}{100} \right) + 0,73 \cdot \left( \frac{T_{bh}}{100} \right)^2 \right] + \Delta\varepsilon_h + \Delta\varepsilon_p \quad (60)$$

Donde  $T_{bh}$  es la temperatura de bulbo húmedo mencionada anteriormente y expresa en °C. Tanto  $\Delta\varepsilon_h$  como  $\Delta\varepsilon_p$  son factores correctores en función de la hora solar y la elevación del terreno y su influencia en la presión, respectivamente. Ambos se definen de la siguiente forma:

$$\Delta\varepsilon_h = 0,013 \cdot \cos \left( 2\pi \frac{t}{24} \right) \quad (61)$$

$$\Delta\varepsilon_p = 0,00012 \cdot (P_{atm} - 1000) \quad (62)$$

En esta ocasión,  $t$  hace referencia a la hora solar, expresada en horas y  $P_{atm}$  se refiere a la presión atmosférica que existe en el emplazamiento elegido, en mbar. Debido a la utilización del diagrama psicrométrico que únicamente es válido si la presión es la atmosférica, se emplea el valor 1013,25 mbar.

Para poder obtener la emisividad de la superficie equivalente del cielo, es necesario seleccionar la correspondiente al suelo (proporcionada por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid):

$$\varepsilon_{suelo} = 0,5 \quad (63)$$

La superficie a la que están expuestos tanto los tubos como la pared refractaria, es una combinación a partes iguales, del cielo y del suelo (Berger y otros, 1984). Por tanto, su emisividad será:

$$\varepsilon_{eq,c} = \frac{\varepsilon_c + \varepsilon_{suelo}}{2} \quad (64)$$

En este momento, todos los parámetros presentes en el circuito térmico equivalente han sido definidos, por lo que se pueden plantear las ecuaciones necesarias para llevar a cabo su resolución. Para ello, se aplica la *Ley de Kirchhoff* a cada nodo:

- Balance en el nodo 1:

$$q_c + q_{sol} - q_{cr} - q_{ct} = 0 \quad (65)$$

- Balance en el nodo 2:

$$q_{ct} + q_{rt} - q_t = 0 \quad (66)$$

- Balance en el nodo 3:

$$q_{cr} - q_{rt} = 0 \quad (67)$$

Desarrollando las expresiones anteriores en función de las potencias emisivas  $E_{b,i}$  y las radiosidades  $J_i$ , junto con las expresiones correspondientes a las resistencias térmicas de radiación, se obtiene:

- En el nodo 1:

$$\begin{aligned} \frac{E_{b,c} - J_c}{1 - \varepsilon_{eq,c}} (\varepsilon_{eq,c} A_c) + q_{sol} - (J_c - J_r) A_c F_{cr} - (J_c - J_t) A_c F_{ct} &= 0 \\ -\frac{\varepsilon_{eq,c} A_c}{1 - \varepsilon_{eq,c}} J_c - J_c A_c F_{cr} + J_r A_c F_{cr} - J_c A_c F_{ct} + J_t A_c F_{ct} &= -\frac{E_c \varepsilon_{eq,c} A_c}{1 - \varepsilon_{eq,c}} - q_{sol} \\ -\left(\frac{\varepsilon_{eq,c} A_c}{1 - \varepsilon_c} + A_c F_{cr} + A_c F_{ct}\right) J_c + A_c F_{cr} J_r + A_c F_{ct} J_t &= -\frac{E_c \varepsilon_{eq,c} A_c}{1 - \varepsilon_{eq,c}} - q_{sol} \end{aligned} \quad (68)$$

- En el nodo 2:

$$\begin{aligned} (J_c - J_t) A_c F_{ct} + (J_r - J_t) A_r F_{rt} - (J_t - E_t) \frac{\varepsilon_t A_t}{1 - \varepsilon_t} &= 0 \\ A_c F_{ct} J_c - A_c F_{ct} J_t + A_r F_{rt} J_r - A_r F_{rt} J_t - \frac{\varepsilon_t A_t}{1 - \varepsilon_t} J_t &= -\frac{E_t \varepsilon_t A_t}{1 - \varepsilon_t} \\ A_c F_{ct} J_c + A_r F_{rt} J_r - \left(A_c F_{ct} + A_r F_{rt} + \frac{\varepsilon_t A_t}{1 - \varepsilon_t}\right) J_t &= -\frac{E_t \varepsilon_t A_t}{1 - \varepsilon_t} \end{aligned} \quad (69)$$

- En el nodo 3:

$$\begin{aligned} (J_c - J_r) A_c F_{cr} - (J_r - J_t) A_r F_{rt} &= 0 \\ A_c F_{cr} J_c - (A_c F_{cr} + A_r F_{rt}) J_r + A_r F_{rt} J_t &= 0 \end{aligned} \quad (70)$$

Para poder llevar a cabo la resolución de las ecuaciones (68), (69) y (70) con la ayuda del software informático Matlab, se deben representar en forma matricial:

$$A \cdot x = b \quad (71)$$

Donde la matriz A representa los coeficientes que multiplican a las incógnitas del problema, que son las radiosidades. De esta operación se obtienen los términos independientes, situados en el vector b. La composición de la matriz A, el vector de incógnitas x y el vector de términos independientes b se muestra a continuación:

$$A = \begin{pmatrix} -\left(\frac{\varepsilon_{eq,c}A_c}{1 - \varepsilon_{eq,c}} + A_cF_{cr} + A_cF_{ct}\right) & A_cF_{cr} & A_cF_{ct} \\ A_cF_{cr} & -(A_cF_{cr} + A_rF_{rt}) & A_rF_{rt} \\ A_cF_{ct} & A_rF_{rt} & -\left(A_cF_{ct} + A_rF_{rt} + \frac{\varepsilon_t A_t}{1 - \varepsilon_t}\right) \end{pmatrix} \quad (72)$$

$$x = \begin{pmatrix} J_c \\ J_r \\ J_t \end{pmatrix} \quad (73)$$

$$b = \begin{pmatrix} -\frac{E_c \varepsilon_{eq,c} A_c}{1 - \varepsilon_c} - q_{sol} \\ 0 \\ -\frac{E_t \varepsilon_t A_t}{1 - \varepsilon_t} \end{pmatrix} \quad (74)$$

Si se calculan los valores de las potencias emisivas ideales del tubo y de la superficie equivalente del cielo, ya se puede resolver el problema con la ayuda de Matlab. Ambas potencias emisivas ideales se definen como:

$$E_c = \sigma \cdot T_{eq,c}^4 \quad (75)$$

$$E_t = \sigma \cdot T_t^4 \quad (76)$$

Donde  $\sigma$  hace referencia a la constante de Stefan-Boltzmann cuyo valor es  $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ . Por otra parte, tanto la temperatura del tubo,  $T_t$ , como la del ambiente exterior,  $T_{eq,c}$ , se expresan en Kelvin.

La temperatura del tubo,  $T_t$ , partirá de un valor supuesto inicialmente, que después se comparará con los obtenidos tras la resolución de los diferentes fenómenos de transferencia de calor, fijando una tolerancia en la convergencia de 0,01. En apartados siguientes, se explicará más detalladamente el proceso de resolución de los mecanismos de transferencia de calor y los resultados conseguidos.

La temperatura del medio circundante, es decir, de la superficie equivalente del cielo, se calculará al igual que su emisividad, basándose tanto en la temperatura del cielo como en la del suelo (Rodríguez-Sánchez y otros, 2013):

$$T_{eq,c} = \sqrt[4]{\frac{\varepsilon_c \cdot T_c^4 + \varepsilon_{suelo} \cdot T_{suelo}^4}{\varepsilon_{eq,c}}} \quad (77)$$

Donde la temperatura del cielo,  $T_c$  y la temperatura del suelo  $T_{suelo}$  deben expresarse en Kelvin. La emisividad del cielo se calcula empleando la ecuación (60) y el valor de la emisividad del suelo se aporta en la expresión (63).

Conocer la temperatura exacta a la que se encuentra el cielo es complicado, ya que varía con las condiciones meteorológicas en cada instante. Por ello, se selecciona el caso más

desfavorable, que se producirá en los días despejados, cuando el cielo está unos 30°C más frío que el ambiente.

$$T_c = T_{amb} - 30 \quad (78)$$

Tanto la temperatura del cielo,  $T_c$ , como la del ambiente,  $T_{amb}$ , se expresan en Kelvin. Por último, el suelo se encontrará a la misma temperatura que el ambiente. Esta se obtendrá de la estación meteorológica más cercana.

A continuación, es necesario contabilizar las pérdidas de calor por el mecanismo de la convección desde el tubo hacia el aire de los alrededores.

$$Perd_{conv} = h \cdot A_t \cdot (T_t - T_{amb}) \quad (79)$$

El resultado se expresará en vatios. El coeficiente de convección, en  $W/m^2 \cdot K$ , se obtiene teniendo en cuenta el efecto de la convección libre y la forzada, a través de la siguiente expresión (Siebers y Kraabel, 1984):

$$h = (h_{cn}^{3,2} + h_{cf}^{3,2})^{1/3,2} \quad (80)$$

El coeficiente de convección natural se obtiene a través de una correlación empírica. Antes, se debe definir el número de Grashof que forma parte de la misma:

$$Gr_H = \frac{g \cdot \beta \cdot |T_t - T_{amb}| \cdot H_t^3}{v_{aire}^2} \quad (81)$$

Donde  $g$  se refiere a la aceleración de la gravedad, cuyo valor es  $9,81 \text{ m/s}^2$ ;  $v_{aire}$  es la viscosidad cinemática del aire, expresada en  $m^2/s$  y  $\beta$  es el coeficiente volumétrico de expansión térmica que se mide en  $K^{-1}$ , que se calcula como:

$$\beta = \frac{2}{T_t + T_{amb}} \quad (82)$$

La expresión empírica utilizada para conocer las pérdidas de calor por convección forzada es la siguiente (Siebers y Kraabel, 1984):

$$Nu_H = 0,098 \cdot Gr_H^{1/3} \cdot \left(\frac{T_t}{T_{amb}}\right)^{-0,14} \quad (83)$$

Para poder obtener el coeficiente de convección correspondiente al mecanismo de transferencia de calor analizado, se necesita definir otro grupo adimensional, que se denomina número de Nusselt:

$$Nu_H = \frac{h_{cn} \cdot H_t}{k_{aire}} \quad (84)$$

De la ecuación anterior se despeja el coeficiente de convección natural  $h_{cn}$ . Se necesita conocer la conductividad del aire,  $k_{aire}$ , que se suele expresar en  $W/m \cdot K$ .

Una vez cuantificado el efecto de la convección natural, se deberá analizar la correspondiente convección forzada. En esta ocasión, aparece un nuevo grupo adimensional conocido como número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{\rho_{aire} \cdot u \cdot D_r}{\mu_{aire}} \quad (85)$$

Donde  $\rho_{aire}$  es la densidad el aire en  $kg/m^3$ ; la viscosidad dinámica,  $\mu_{aire}$ , se expresa en  $Pa \cdot s$ ;  $D_r$  hace referencia al diámetro del receptor en metros y la velocidad horizontal del viento en  $m/s$ , se simboliza con  $u$ .

Para seleccionar la correlación adecuada, que aporte los resultados más cercanos a la realidad posible, se debe calcular la razón diámetro de tubo frente a diámetro del receptor, habiendo sido definido este último como el diámetro de la superficie exterior de un cilindro que pasa por el centro de los tubos. En la tabla 16, se recogen los valores para ambas configuraciones.

	Receptor multitorre	Receptor único
Relación ( $d_o/D_r$ )	$2,000 \cdot 10^{-2}$	$2,381 \cdot 10^{-3}$

**Tabla 16. Relación diámetro exterior de tubo a diámetro del receptor. Fuente: elaboración propia.**

Las correlaciones más adecuadas en el cálculo del coeficiente de convección forzada, se muestran en la tabla 17, junto con los correspondientes rangos de aplicación. Se han escogido las relaciones entre diámetros más cercanas a los valores presentados en la tabla 16.

Relación ( $d_o/D_r$ )	Correlación	Ámbito de aplicación
$300 \cdot 10^{-5}$	$0,3 + 0,488 \cdot Re_D^{0,5} \cdot \left(1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{0,625}\right)^{0,8}$	$Re_D \leq 1,8 \cdot 10^5$
	$0,0135 \cdot Re_D^{0,89}$	$1,8 \cdot 10^5 < Re_D < 4 \cdot 10^6$
	$0,0455 \cdot Re_D^{0,81}$	$Re_D \geq 4 \cdot 10^6$
$900 \cdot 10^{-5}$	$0,3 + 0,488 \cdot Re_D^{0,5} \cdot \left(1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{0,625}\right)^{0,8}$	$Re_D \leq 1 \cdot 10^5$
	$0,0455 \cdot Re_D^{0,81}$	$Re_D > 1 \cdot 10^5$

**Tabla 17. Correlaciones empíricas empleadas en el cálculo de la convección forzada sobre un receptor central. Fuente: Siebers y Kraabel, 1984.**



Se empleará en ambas configuraciones, multitorre y un único receptor central, la misma correlación. Esto es así ya que, pese a que el tamaño de receptores varía, la correlación más adecuada dada por el rango de Reynolds obtenido será:

$$0,3 + 0,488 \cdot Re_D^{0,5} \cdot \left( 1 + \left( \frac{Re_D}{282000} \right)^{0,625} \right)^{0,8} \quad (86)$$

La obtención del coeficiente de convección forzada pasa por despejar de la expresión del número de Nusselt el parámetro de interés:

$$Nu_D = \frac{h_{cf} \cdot D_r}{k_{aire}} \quad (87)$$

Si se observa la expresión, es muy similar a la ecuación (80) cambiando en este caso, la longitud característica del problema.

Las propiedades del aire que se necesitan en el empleo de las diferentes ecuaciones y correlaciones empíricas, se presentan en la tabla 18 y se calculan a la temperatura de película que es la media entre la temperatura máxima que soporta el tubo, es decir, 650°C y una temperatura ambiente extrema de 50°C.

Propiedad del aire	Valor	Símbolo utilizado
Densidad	$0,5597 \text{ kg/m}^3$	$\rho_{aire}$
Viscosidad dinámica	$313,532 \cdot 10^{-7} \text{ Pa} \cdot \text{s}$	$\mu_{aire}$
Viscosidad cinemática	$56,172 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	$\nu_{aire}$
Conductividad térmica	$48,196 \cdot 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K}$	$k_{aire}$

**Tabla 18. Propiedades del aire a 350°C. Fuente: elaboración propia.**

Definidos los procesos de radiación y convección exterior, se puede obtener el calor absorbido por la sal que recorre un tubo, aplicando la siguiente ecuación:

$$q_{abs} = q_t - Perd_{conv} \quad (88)$$

Donde  $q_t$  es el calor por unidad de tiempo que se transfiere netamente en el tubo por radiación, resultado de resolver el circuito térmico equivalente y aplicar la siguiente fórmula:

$$q_t = (J_t - E_t) \frac{\varepsilon_t A_t}{1 - \varepsilon_t} \quad (89)$$

Tanto  $q_t$  como el calor perdido por convección por unidad de tiempo  $Perd_{conv}$  están expresados en vatios.

La temperatura que alcanza la sal a la salida del receptor, se puede obtener empleando la ecuación:

$$T_{sal\_out} = T_{sal\_in} + \frac{q_{abs}}{\dot{m}_{sal\_1tubo} \cdot c_{p\_sal}} \quad (90)$$

Donde  $T_{sal\_in}$  hace referencia a la temperatura de entrada de la sal en el receptor, expresada en Kelvin;  $\dot{m}_{sal\_1tubo}$  es el gasto másico que circula por un tubo en  $kg/s$  y  $c_{p\_sal}$  es el calor específico de la sal, calculado a la temperatura media de trabajo del receptor con la ecuación (40) y que se expresa en  $J/kg \cdot K$ .

Para poder conocer la temperatura exterior de tubo, que es uno de los parámetros más limitantes en la actualidad en el modo de operación de las centrales termosolares de receptor central, es necesario estudiar los procesos de convección interna y conducción, a través del material del que se componen los tubos.

La temperatura exterior del tubo se calcula igualando dos expresiones que definen el calor absorbido por la sal, una de ellas procede de la ecuación (90) y la otra es un balance de energía aplicado a conductos con temperatura constante en la pared, como es este caso. Se define por tanto:

$$q_{abs} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} = UA \cdot \frac{(T_t - T_{sal\_in}) - (T_t - T_{sal\_out})}{\ln \left( \frac{(T_t - T_{sal\_in})}{(T_t - T_{sal\_out})} \right)} \quad (91)$$

Donde  $\Delta T_{ml}$  es la diferencia de temperaturas media logarítmica definida al otro lado del igual,  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor expresado en  $W/m^2 \cdot K$  y  $A$  es el área de intercambio en metros cuadrados. Todas las temperaturas deben expresarse en Kelvin.

De la combinación de las ecuaciones (90) y (91) se puede despejar la temperatura exterior del tubo, cuya ecuación resultante es:

$$T_t = \frac{T_{sal\_out} - T_{sal\_in} \cdot e^{-NTU}}{(1 - e^{-NTU})} \quad (92)$$

Donde  $NTU$  es un parámetro adimensional que se define como:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{\dot{m}_{sal\_1tubo} \cdot c_{p\_sal}} \quad (93)$$

Todas las variables que lo componen han sido previamente definidas. Pero resulta necesario calcular el producto  $U \cdot A$ , para lo que se emplea:

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R_{conv\ int} + R_{cond}} \quad (94)$$

Donde  $R_{conv\ int}$  y  $R_{cond}$  hacen referencia a las resistencias de convección interior y de conducción, respectivamente, cuyos valores se expresan en  $K/W$ .

La resistencia de conducción en cilíndricas se obtiene empleando la siguiente fórmula:

$$R_{cond} = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tubo} \cdot L_t} \quad (95)$$

La conductividad de la aleación de los tubos,  $k_{tubo}$ , se presenta en la tabla 18, al igual que la longitud del tubo y las dimensiones del mismo.

En el cálculo de la resistencia de convección interior aparece el coeficiente de convección correspondiente:

$$R_{conv\ int} = \frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot d_i \cdot L_t} \quad (96)$$

El cálculo del coeficiente de convección interior se realiza a través de la siguiente expresión (Petukhov, 1970):

$$Nu_{int} = \frac{\frac{f}{2} \cdot Re_{int} Pr_{sal}}{K_1 + K_2 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} \cdot (Pr_{sal}^{2/3} - 1)} \quad (97)$$

$$f = \frac{1}{4 \cdot (1,82 \cdot \ln(Re_{int}) - 1,64)^2} \quad (98)$$

$$K_1 = 1 + 13,6 \cdot f \quad (99)$$

$$K_2 = 11,7 + 1,8 \cdot Pr_{sal}^{-1/3} \quad (100)$$

Para poder resolver las ecuaciones anteriores, resulta imprescindible obtener los grupos adimensionales del número de Reynolds, en este caso, empleando el gasto másico en lugar de la velocidad del flujo, y el número de Prandtl:

$$Re_{int} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{sal\_1tubo}}{\mu_{sal} \cdot \pi \cdot d_i} \quad (101)$$

$$Pr_{sal} = \frac{\mu_{sal} \cdot c_{p\ sal}}{k_{sal}} \quad (102)$$



Donde  $\mu_{sal}$  y  $k_{sal}$  hacen referencia a la viscosidad dinámica y a la conductividad de la sal, respectivamente. Se expresan en unidades del Sistema Internacional y se calculan con las ecuaciones (41) y (42).

Por último, la relación existente entre la correlación empírica (ecuación 97) y el coeficiente de convección interior, necesario para obtener la resistencia térmica (expresión 96), se produce a través del número de Nusselt:

$$Nu_{int} = \frac{h_{int} \cdot d_i}{k_{sal}} \quad (103)$$

En esta última expresión, todas las variables han sido determinadas anteriormente con sus respectivas unidades.

De este modo, el problema termodinámico queda completamente definido, habiendo aportado la forma de calcular tanto la temperatura que alcanza la sal en el receptor partiendo de la radiación que incide sobre un tubo; como la temperatura que deben soportar los materiales que los componen.

### 4.3 Sistema de almacenamiento de sales fundidas

El sistema de almacenamiento térmico que se empleará estará basado en la acumulación de las sales fundidas en dos tanques, cuyas dimensiones variarán según el punto de funcionamiento de la central. Un tanque contendrá las sales fundidas a una temperatura de 290°C y será el denominado tanque de sales frías. Además existirá otro depósito, o tanque de sales calientes, en el que las sales fundidas estarán almacenadas a una temperatura de 565°C.

Además, es necesario otra serie de elementos de control y de protección que aseguran un correcto funcionamiento del sistema, evitando que las sales cristalicen o dañen los tubos por los que circulan. Por ello, existen bombas para hacer circular al fluido a través de los distintos receptores y en los tanques de almacenamiento se deben instalar purgadores de aire, válvulas aliviadoras de sobrepresión y aislamiento térmico adecuado con el que evitar el enfriamiento de las sales fundidas.



**Figura 79. Sistema de almacenamiento térmico correspondiente a la central Gemasolar, en Sevilla. El número 1 refleja el tanque caliente, el 2 el tanque de sales frías, el 3 es el sistema de intercambio de calor y el 4 el bloque de potencia. Fuente: Dunn y otros.**

La construcción y la ubicación de los tanques debe llevarse a cabo minimizando la distancia que las sales fundidas han de recorrer desde que parten del tanque frío hasta que regresan al tanque más caliente, evitando las pérdidas con el entorno, ver figura 79. Además, se realiza una cimentación especial para aislarlo térmicamente del suelo.

Las dimensiones deben ser tales que se minimicen las pérdidas de calor con el exterior. Para ello, se debe definir el volumen y el área exterior de un tanque con forma cilíndrica, en función del diámetro y la altura. A continuación, se presentan las expresiones del volumen y del área:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H \quad (104)$$

$$A = 2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} + \pi D H \quad (105)$$

Donde  $D$  es el diámetro del tanque y  $H$  la altura, ambos expresados en metros. A continuación, se despeja la altura de la ecuación del volumen, expresión 104. El resultado se introduce en la fórmula del área. Este proceso se realiza de la siguiente manera:

$$H = \frac{4V}{\pi D^2} \rightarrow A = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{4V}{D}$$

El objetivo es conseguir el diámetro que minimiza el área para un determinado volumen, lo que asegura obtener la configuración cilíndrica con menores pérdidas de calor hacia el entorno. Este mínimo existe pues la expresión obtenida para el área, para un determinado volumen, tiende a crecer tanto para diámetros pequeños como grandes. El valor del diámetro que conduce al mínimo de área se consigue derivando la expresión obtenida para el área con respecto al diámetro e igualándola a cero. Los cálculos se muestran a continuación:

$$\frac{\partial A}{\partial R} = \pi D - \frac{4V}{D^2} = 0 \rightarrow \frac{4V}{D^2} = \pi D ; V = \frac{\pi D^3}{4} \quad (106)$$

Por último, haciendo coincidir las expresiones 104 y 106, se obtiene la relación entre el diámetro y la altura que permitirá obtener las dimensiones finales de los tanques de almacenamiento:

$$V = \frac{\pi D^3}{4} = \frac{\pi D^2}{4} H \rightarrow D = H \quad (107)$$

El siguiente paso, consiste en obtener el volumen de sal que se debe almacenar. Con este valor se puede despejar el diámetro, que será igual a la altura, de la expresión 106. Para poder obtener el mayor volumen de sales fundidas que será necesario almacenar se emplean los valores de gastos máscicos instantáneos del día representativo del mes de julio. Este mes es el que recibe mayor insolación. Por tanto, la cantidad de sal que se podrá calentar será mayor que en cualquiera de los otros días considerados. De esta forma, se asegura el correcto funcionamiento de la central en el resto de meses del año, donde los tanques diseñados estarán sobredimensionados.

La expresión que se emplea para obtener la cantidad de sal que es necesario almacenar, es la siguiente:

$$m_{sal \text{ día}} = \sum_{horas} (\dot{m}_{sal \text{ inst}} \cdot 3600 \text{ s/h}) \quad (108)$$

El gasto máscico de sal instantáneo,  $\dot{m}_{sal \text{ inst}}$ , se expresa en  $\text{kg/s}$ . Por otra parte, la cantidad de masa que es necesario almacenar al día,  $m_{sal \text{ día}}$ , se obtiene en kilogramos.

A continuación, se emplea la definición de la densidad para obtener el volumen de sal que ocupa la masa calculada al aplicar la expresión 108:

$$Volumen = \frac{m_{sal \text{ día}}}{\rho_{sal}} \cdot c_{seguridad} \quad (110)$$

Donde  $\rho_{sal}$ , hace referencia a la densidad de la sal, calculada a la temperatura a la que se encuentra cada tanque. Los valores necesarios, expresados en  $kg/m^3$ , se extraen de la tabla 22.

En la expresión empleada para calcular el volumen de la sal almacenada (ecuación 110) aparece un coeficiente de seguridad,  $c_{seguridad}$ , que multiplica al volumen real que ocupa la sal. De esta forma, se contempla cualquier posible inestabilidad en el funcionamiento de la central que genere una cantidad de sal mayor a la esperada.

Las sales fundidas almacenadas en ambos tanques se encuentran en estado líquido, aunque sus propiedades difieren ligeramente:

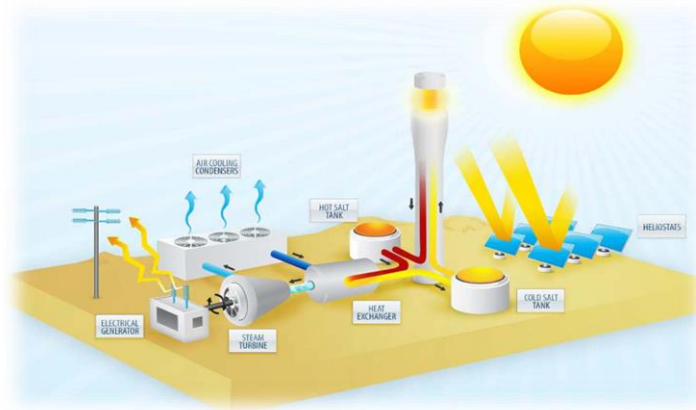
Propiedad de la sal	Tanque frío (290°C)	Tanque caliente (565°C)
Densidad ( $kg/m^3$ )	1905,56	1730,66
Viscosidad dinámica ( $Pa \cdot s$ )	$3,5023 \cdot 10^{-3}$	$1,1438 \cdot 10^{-3}$
Calor específico ( $J/kg \cdot ^\circ C$ )	1492,88	1540,18
Conductividad térmica $W/m \cdot ^\circ C$	0,4981	0,5504

**Tabla 19. Propiedades de las sales fundidas en los tanques de almacenamiento. Fuente: elaboración propia.**

Se debe de tener en cuenta las pequeñas diferencias existentes entre las sales pertenecientes a cada tanque, en cuanto a la estimación de las pérdidas de calor o de la potencia de bombeo necesaria.

El empleo de las sales fundidas también como fluido de almacenamiento facilita independizar los procesos de obtención de calor y generación de potencia. Además, gracias a las propiedades de las sales fundidas son idóneas para trabajar en el rango de temperaturas en el que lo hacen las centrales termosolares de receptor central. La mezcla de sales empleada, que ha sido explicada con anterioridad, se compone de un 60 % en peso de nitrato de sodio y la parte restante de nitrato potásico. Con esta composición, las sales pueden llegar a soportar hasta 600°C sin llegar a degradarse, mientras que se cristalizan a una temperatura en torno a los 220°C (Dunn y otros, 2012). Por este motivo, el tanque frío se encuentra ligeramente más caliente para evitar cualquier tipo de problema que dañe los sistemas de bombeo. También es necesario controlar los intercambios de calor, sobre todo en la puesta en marcha de la central, donde puede llegar a enfriarse por debajo de esta temperatura dañando los tubos.





**Figura 80. Recorrido seguido por las sales fundidas a través de los distintos equipos, en una central termosolar de receptor central. Fuente: Dunn y otros, 2012.**

El funcionamiento del sistema de almacenamiento es sencillo. Las sales son bombeadas del tanque frío hasta el receptor, o el conjunto de receptores si la configuración es multitorre, y se calentan por el efecto de la radiación incidente. Se logra alcanzar la temperatura de  $565^{\circ}\text{C}$ , a la salida del último receptor por el que fluye la sal. En este instante, se almacena en el tanque caliente, a la espera que se necesite generar vapor sobrecalentado en el bloque de potencia para generar electricidad. Se logra que durante la fase de almacenamiento, apenas se enfríen uno o dos grados por día las sales del interior (Ortega y otros, 2008). La cantidad de calor almacenado, que está disponible para generar vapor transfiriéndose al agua que circula por el ciclo de potencia, se puede calcular como la diferencia de niveles existente entre los tanques de almacenamiento.

En el caso del tanque frío, se instalan unos calentadores sumergidos en el propio fluido que se encargan de mantener las sales a una temperatura de al menos  $260^{\circ}\text{C}$  (Zavoico, 2001) disponiendo de la capacidad de calentar el volumen completo de fluido hasta los  $400^{\circ}\text{C}$ . En el tanque de sales calientes, existe un sistema de calentamiento análogo al anterior, que posibilita elevar la temperatura hasta los  $540^{\circ}\text{C}$ .

Las líneas de desarrollo futuro de la tecnología de almacenamiento en tanques pasan por el empleo de un único depósito en lugar de dos, en lo que se denominan sistemas *Thermocline*. Estos consisten en aglutinar en un solo tanque tanto las sales frías como las calientes, ya que normalmente los tanques empleados se encuentran en su nivel medio o por debajo del mismo. Para ello, se emplean unos materiales en el interior del tanque que evitan que ambas corrientes intercambien calor entre sí. Se produce al menos el ahorro de la construcción y dimensionamiento de uno de los tanques de almacenamiento, así como de los distintos sistemas de seguridad y control asociados.

## 4.4 Método de cálculo

El proceso de resolución empleado es independiente del número de torres seleccionado, puede utilizarse con un único receptor central o con el número de ellos que se quieran integrar en el campo. Con la ayuda del software matemático Matlab, se ha desarrollado en el presente trabajo un método iterativo complejo, cuyo entendimiento puede ser más sencillo si se observa el siguiente diagrama:

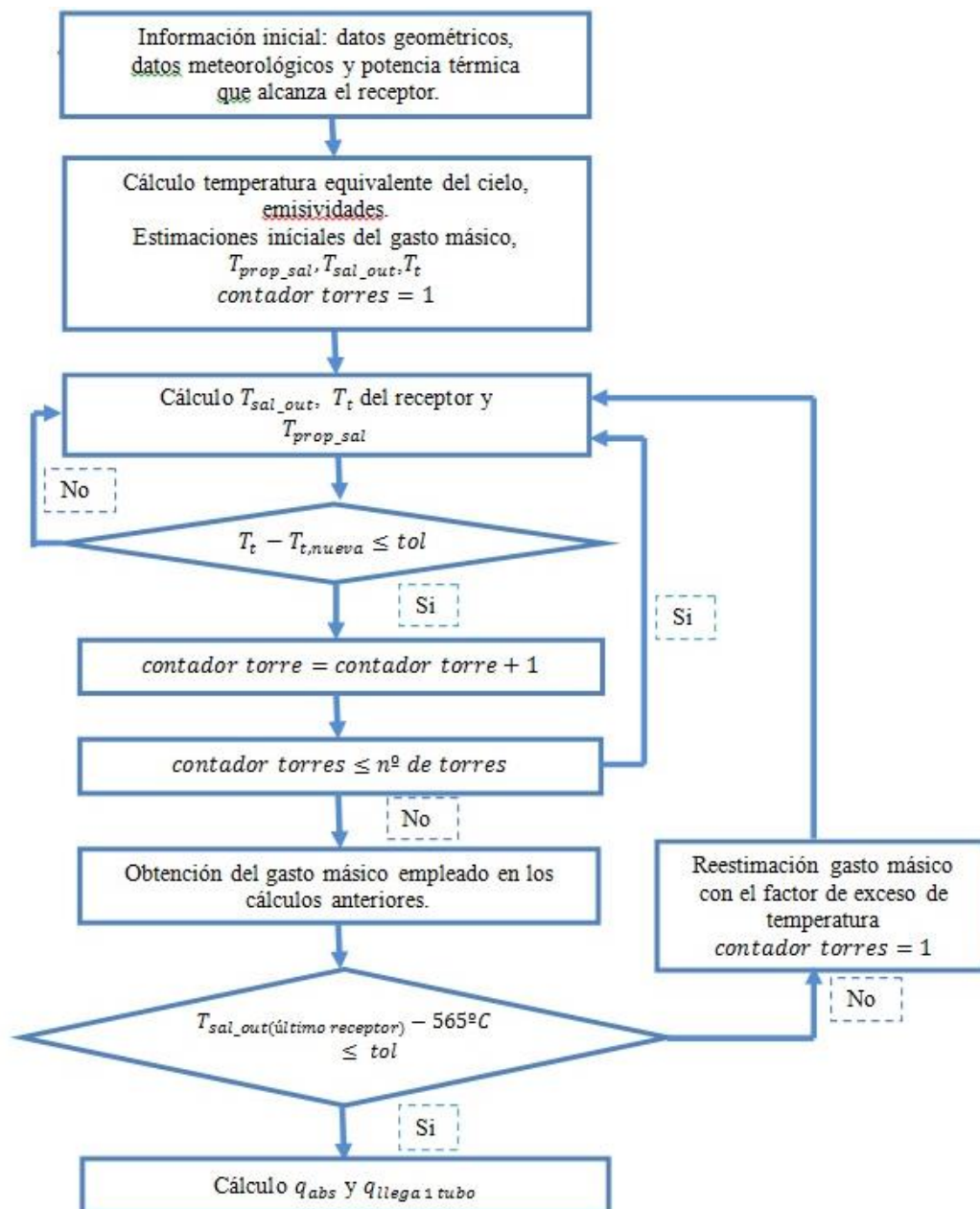


Figura 81. Esquema del método de cálculo empleado en la caracterización termodinámica del receptor. Fuente: elaboración propia.

En primer lugar, se parte de los datos iniciales sobre la geometría del receptor, dependiendo del caso que se esté resolviendo, tabla 18. También se necesita disponer de la potencia térmica que incide sobre cada receptor, mediante el empleo de la ecuación (38). A estos datos, se debe añadir la información meteorológica sobre los días seleccionados para el estudio. Concretamente, información sobre la temperatura media diaria, la humedad relativa y la velocidad del viento horizontal, con los que ser capaces de calcular las emisividades de las distintas superficies y poder evaluar el efecto de la convección forzada.

Una vez que se han realizado estos cálculos previos de variables, pertenecientes a las distintas ecuaciones que se pretenden resolver, es necesario hacer unas estimaciones iniciales de la temperatura exterior del tubo  $T_t$ , el gasto másico inicial  $\dot{m}_{sal\_1tubo}$ , la temperatura de salida de la sal  $T_{sal\_out}$ . Estas estimaciones se realizan, solamente en el primer receptor con lo que quedará definida la temperatura de cálculo de las propiedades de la sal, que es la media entre la de entrada y la registrada a la salida del receptor.

<b>Temperatura de entrada de la sal</b>	<b>563,15 °K</b>
<b>Temperatura de salida</b>	<b>838,15 °K</b>
<b>Temperatura de la pared del tubo</b>	<b>573,15 °K</b>

**Tabla 20. Estimaciones iniciales de temperaturas en el primer receptor. Fuente: elaboración propia.**

La temperatura de entrada de la sal en el primer receptor, debido al funcionamiento de las centrales con sistema de almacenamiento de dos tanques, se corresponde con la temperatura del frío, es decir, 290°C o el valor equivalente en Kelvin. Como se muestra en la tabla, en los cálculos realizados con temperaturas se recurrirá a la unidad del Sistema Internacional. La temperatura de salida de la sal, del primer receptor, se supondrá cinco grados mayor; mientras que se estima que la superficie del tubo podría llegar a alcanzar diez grados más que la sal de entrada. Esta estimación luego se corregirá iterativamente.

A continuación, se resuelven el conjunto de ecuaciones que explican el comportamiento termodinámico del receptor, obteniendo la temperatura de salida de la sal correspondiente al receptor analizado, empleando la fórmula (90) y la temperatura exterior del tubo, a través de la expresión (92). Este bucle se llevará a cabo, hasta que se cumpla que:

$$T_t - T_{t,nueva} \leq tol \quad (111)$$

Siendo el valor de la tolerancia empleado de 0,01. Para solucionar problemas derivados de la convergencia de la solución, se fija otro parámetro de salida del bucle a través de las iteraciones máximas permitidas, en este caso 150. Para facilitar el proceso, la temperatura de tubo empleada en el siguiente cálculo se obtiene como:

$$T_{t,nueva} = T_t + c_r(T_{t,nueva} - T_t) \quad (112)$$

Donde  $c_r$  es un coeficiente de relajación, cuyo valor es igual a 0,3. Si por el contrario, este coeficiente fuese cero, en la iteración siguiente se emplearía la misma temperatura

del tubo ya utilizada. En el caso de que fuese igual a la unidad, se emplearía la temperatura directamente hallada con la ecuación (92).

Una vez completado este bucle, se realizarán los cálculos semejantes al resto de receptores que componen el campo. Para ello, se emplean las siguientes relaciones:

$$T_{sal\_in,torre\ siguiente} = T_{sal\_out,torre\ anterior} \quad (113)$$

$$T_{t,torre\ siguiente} = T_{t,torre\ anterior} + 10\ ^{\circ}K \quad (114)$$

$$T_{sal\_out,torre\ siguiente} = T_{sal\_in,torre\ siguiente} + 5\ ^{\circ}K \quad (115)$$

Ingresando de nuevo en el bucle anterior, se obtienen los resultados correspondientes a cada receptor, aplicando las relaciones entre ellos. De este modo, queda determinado que el fluido realiza un recorrido en serie, en las configuraciones multitorre, como se ha comentado en apartados previos.

Realizados los cálculos correspondientes a todos los receptores del campo solar, se comprueba la temperatura de salida de la sal, en el último receptor. Esta temperatura debe ser igual a la temperatura de almacenamiento del tanque caliente, es decir, de 565°C o lo que es lo mismo, 838,15 °K. Si la diferencia entre la temperatura alcanzada por la sal en la última torre y la temperatura del tanque caliente, es menor o igual que la tolerancia fijada cuyo valor es 0,01, los resultados obtenidos se consideran adecuados, obteniendo el gasto másico de sal que circula por cada tubo en esa hora y día seleccionados. Si por el contrario, la diferencia es mayor que la tolerancia 0,01; se vuelven a repetir todos los cálculos, realizando una nueva estimación del gasto másico de sal que circula por un tubo, a través del factor de exceso de temperatura:

$$f_{exc} = \frac{(T_{sal\_out}(\text{último receptor}) - 838,15)}{(838,15 - 563,15)} \quad (116)$$

El resultado anterior se aplica en la definición del nuevo gasto másico, junto con otro coeficiente de relajación, con el objetivo de facilitar la convergencia de la solución:

$$\dot{m}_{sal\_1tubo\ nuevo} = (1 + f_r \cdot f_{exc}) \cdot \dot{m}_{sal\_1tubo\ anterior} \quad (117)$$

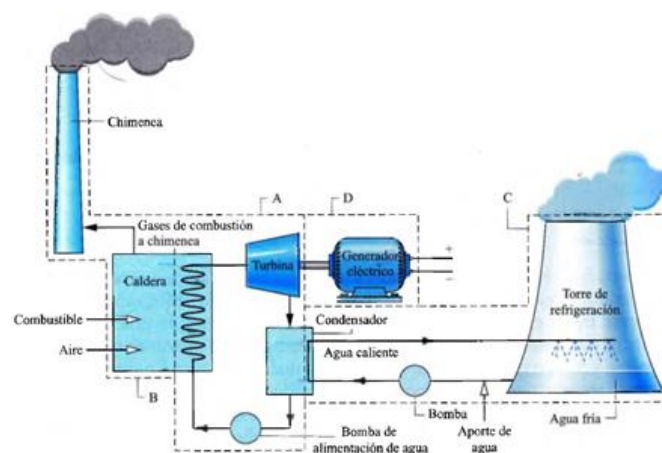
En este caso, el coeficiente de relajación,  $f_r$  es igual a 0,5. Si aun así, la temperatura de salida de la última torre, no converge al valor adecuado, el bucle se parará al alcanzar las 150 iteraciones. El último paso, consiste en obtener tanto el calor absorbido por la sal como el que llega a un tubo del receptor, que se empleará en el cálculo del rendimiento total de la central.



## TEMA 5: CICLO DE VAPOR

### 5.1.1 Ciclo básico de Rankine

Los procesos empleados en la generación de electricidad, en gran parte de los casos, se basan en el uso de un ciclo de vapor, o ciclo Rankine, que emplea agua como fluido de trabajo. A su vez, este ciclo, lleva asociados otros sistemas para el correcto desempeño del mismo:

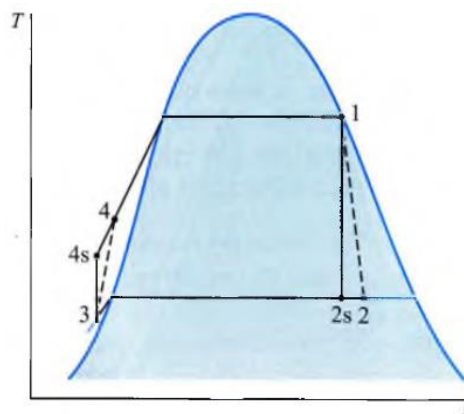


**Figura 82. Ejemplo de una central convencional de generación de electricidad. Fuente: Moran y Shapiro, 2004.**

En la imagen se pueden distinguir cuatro partes que modelizan el funcionamiento de una central basada en ciclo Rankine. El sistema A, sobre el que se centrará este capítulo, es el modelo termodinámico empleado para explicar el proceso de conversión de calor en trabajo para accionar un generador eléctrico, parte D.

El calor necesario es aportado por el sistema B, el cual varía dependiendo del tipo de central o el combustible empleado. En algunos casos el sistema B es una caldera en donde el calor se produce por la combustión de un combustible de origen fósil, como carbón o gas natural. Sin embargo, en las centrales termosolares de receptor central, que son las tratadas en el presente trabajo, el calor procede de la radiación solar concentrada sobre un receptor, en donde se produce la conversión de la misma a calor absorbido por un fluido caloportante que circula por el receptor. Por tanto, el sistema B en lugar de estar formado por una caldera se compone de un receptor solar seguido de una serie de intercambiadores de calor donde el fluido del receptor cede su calor al ciclo del sistema A. Estos intercambiadores de calor, cuyo diseño se detallará más adelante, son los encargados de generar el vapor del ciclo del sistema A, a la temperatura y presión existentes en la entrada de la turbina

Además, es necesario refrigerar la corriente de agua obtenida a la salida de la turbina, hasta obtener agua en estado de líquido saturado o ligeramente subenfriado, que pueda ser bombeada sin dañar los equipos empleados. El proceso de condensación del agua que circula por el ciclo se puede realizar con un fluido externo al ciclo que puede ser agua o aire. Cada método presenta una serie de ventajas e inconvenientes, pudiendo afectar de forma distinta al rendimiento del ciclo.



**Figura 83. Diagrama T-s de un ciclo Rankine ideal (línea continua) y de un ciclo Rankine real (trazos discontinuos). Fuente: Moran y otro, 2004.**

La explicación del ciclo de Rankine ideal mostrado en la figura 83, se reduce a conocer las cuatro etapas principales que lo componen.

- De 1 a 2s: expansión isentrópica del fluido.
- De 2s a 3: transferencia de calor desde el fluido a presión constante.
- De 3 a 4s: compresión isentrópica del fluido
- De 4s a 1: transferencia de calor al fluido en un proceso isobárico.

Para ello, es necesario aplicar las leyes de conservación de la masa y de la energía en cada una de ellas. Estas leyes se aplican a un volumen de control de fluido:



$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (118)$$

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_e \cdot \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) - \dot{m}_s \cdot \left( h_s + \frac{v_s^2}{2} + g \cdot z_s \right) \quad (119)$$

Donde los subíndices e y s hacen referencia a la entrada y a la salida de cada componente. En la primera expresión, ecuación 118, a la izquierda de la igualdad se muestra el término de variación temporal de la masa, que en todos los casos será cero. A la derecha de la igualdad, los gastos másicos a la entrada y a la salida, expresados en  $kg/s$ , serán iguales en cada componente.

En la ecuación de la conservación de la energía, ecuación 119, a la izquierda de la igualdad, de nuevo el término de variación de la energía con el tiempo es cero, ya que se estudia el caso estacionario. A continuación, a la derecha de la igualdad, se muestra la potencia térmica  $\dot{Q}$  y la potencia mecánica  $\dot{W}$  en vatios. En los términos que recogen la energía contenida en el flujo, aparecen las entalpías específicas  $h$  expresadas en  $J/kg$ , las velocidades medias de los flujos  $v$ , en  $m/s$  y la energía potencial específica media de los flujos. Esta energía potencial está expresada como producto de la aceleración de la gravedad  $g$ , cuyo valor es de  $9,81 m/s^2$  y la cota a la que se encuentra,  $z$ , respecto a un sistema de referencia común, expresada en metros. Tanto el término de energía cinética como el de energía potencial se desprecian en el análisis posterior pues su variación entre la entrada y la salida del sistema es comparativamente pequeña en relación al resto de términos. A continuación, se va a explicar cada una de las etapas de un ciclo Rankine ideal.

### **Expansión isoentrópica**

Es un proceso reversible que se lleva a cabo en una turbina de vapor, en la que se genera trabajo al hacer fluir el vapor saturado a través de ella. A la salida se obtiene un flujo de agua en estado de mezcla líquido-vapor saturada. La presión de salida es inferior que la de entrada a la turbina debido al trabajo desarrollado por la corriente. La corriente de salida de la turbina será introducida posteriormente en el condensador. De la aplicación de la ecuación 118, se obtiene el trabajo específico de la turbina:

$$\omega_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = (h_1 - h_{2s}) \quad (120)$$

Como se puede ver, el trabajo específico  $\omega_t$ , expresado en  $J/kg$ , queda definido en función de la diferencia de entalpías específicas del agua a la entrada y salida de la turbina de vapor.

### ***Transferencia de calor desde el fluido a presión constante***

El agua en condiciones de cambio de fase (punto 2s) se introduce en un condensador. En el condensador el agua, intercambiará calor con otro fluido, más frío y externo al ciclo, alcanzando condiciones de líquido saturado o ligeramente subenfriado (punto 3). Este intercambio de calor se produce a presión constante por parte del agua del ciclo, o lo que es lo mismo, en un proceso isobárico. El calor específico liberado por el agua en el condensador se puede obtener como:

$$q_{cond} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}} = (h_{2s} - h_3) \quad (121)$$

Donde el calor específico liberado en el condensador  $q_c$ , se expresa en  $J/kg$ . Al igual que en el caso anterior, el proceso desarrollado por el agua se define a través de una diferencia de entalpías, en esta ocasión entre los estados final e inicial de su paso por el condensador.

### ***Compresión isoentrópica***

La corriente de agua en condiciones de líquido saturado o ligeramente subenfriado, es introducida en una bomba, que aumenta su presión hasta la existente en la entrada de la caldera. El trabajo por unidad de masa consumido en la bomba es:

$$\omega_b = \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = (h_{4s} - h_3) \quad (122)$$

En el caso estudiado del ciclo ideal, este es un proceso isentrópico, es decir, reversible. Al contrario que en el proceso de expansión, el bombeo del agua, consume un trabajo que debe ser aportado directamente por la turbina que compone el ciclo o de forma externa.

### ***Transferencia de calor al fluido a presión constante***

En esta parte del ciclo se produce el aporte de calor al agua para poder obtener trabajo de la turbina. En el caso de centrales solares como la estudiada en el presente trabajo, este aporte de calor se produce en un intercambiador de calor. El agua entra al intercambiador en estado líquido subenfriado y abandona la el intercambiador de calor en condiciones de vapor saturado, a la temperatura y presión de operación de la turbina. El calor se obtiene gracias a la energía liberada por los combustibles de origen fósil al ser quemados el fluido caloportante del receptor solar. En este caso, la aplicación del principio de conservación de la energía, da como resultado:

$$q_B = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{m}} = (h_1 - h_{4s}) \quad (123)$$

Donde  $q_B$  es el calor por unidad de masa transferido al fluido, que se obtiene de la diferencia de entalpías específicas entre el estado final y el inicial de la corriente de agua que pasa por el intercambiador de calor. Como se comentó anteriormente, el calor puede proceder de una combustión en caldera, siendo el cálculo idéntico al recogido en 122.

El rendimiento térmico del ciclo, definido como el cociente entre la potencia mecánica neta producida y el calor absorbido por unidad de tiempo por el fluido en el intercambiador de calor, se obtiene con la siguiente expresión:

$$\eta_{ciclo\ ideal} = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_B} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_B} = \frac{(h_1 - h_{2s}) - (h_{4s} - h_3)}{(h_1 - h_{4s})} \quad (124)$$

Sin embargo, en un ciclo real, el trabajo neto producido es menor que el obtenido teóricamente al aplicar las expresiones anteriores. Esto sucede porque el trabajo extraído en la turbina es menor que el recogido en la ecuación 119, debido a las irreversibilidades generadas en el proceso. Durante la expansión se libera calor con el exterior, aunque es poco importante. También se produce un aumento de entropía. La evolución de este proceso se refleja en la figura 82, a través de la línea discontinua que une los puntos 1 y 2. La relación entre el trabajo o potencia reales frente a sus respectivos valores ideales, se expresa a través del denominado rendimiento isoentrópico de la turbina:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{t,real}}{\dot{W}_{t,ideal}} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} \quad (125)$$

De un modo similar, el trabajo empleado en el bombeo del agua hasta la caldera, es mayor que el obtenido al aplicar la ecuación 122. Esto se debe a que en el proceso es necesario vencer la fricción entre el fluido y las paredes. Además también se produce una disipación viscosa de energía mecánica a térmica causada por gradientes de velocidad en el interior del fluido. Esto hace que la compresión del agua en la bomba deje de ser un proceso isoentrópico, ya que se produce un aumento de entropía. De nuevo, un parámetro conocido como rendimiento isoentrópico de la bomba, relaciona el trabajo ideal frente al empleado realmente.

$$\eta_b = \frac{\dot{W}_{b,ideal}}{\dot{W}_{b,real}} = \frac{(h_{4s} - h_3)}{(h_4 - h_3)} \quad (126)$$

Ambas expresiones anteriores, son necesarias en la definición del rendimiento del ciclo real, que se da a continuación:

$$\eta_{ciclo\ real} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (127)$$

### 5.1.2 Otras configuraciones

Existen distintas configuraciones de ciclos Rankine con dos objetivos fundamentales:

- Mejora de la operación de los equipos. Dos soluciones que se aportan son el sobrecalentamiento y el recalentamiento. De este modo, se evita la formación de gotas en las últimas etapas de la turbina que puedan dañar sus álabes poniendo en peligro la operación de la central.
- Mejora del rendimiento térmico del ciclo. Este hecho se consigue a través del empleo de un ciclo regenerativo.

Los ciclos reales empleados en plantas térmicas convencionales se asemejan a estas configuraciones e incluso son combinaciones entre ellas. A continuación, se detallan las características de cada uno suponiendo que los procesos llevados a cabo en las turbinas y bombas son isoentrópicos o reversibles. Además se supondrá, que los intercambios de calor se producen de forma isobárica.

#### Sobrecalentamiento

Con el sobrecalentamiento se busca obtener vapor sobrecalentado en la entrada a la turbina, en lugar de vapor saturado. De este modo, se incrementa la temperatura del fluido mejorando ligeramente el rendimiento del ciclo. Sin embargo, la mejora fundamental se basa en la menor proporción de gotas que se obtiene en la corriente extraída de la turbina. También se puede llegar a conseguir vapor sobrecalentado a la salida de la turbina si se eleva suficientemente la temperatura de la corriente de entrada. El principal inconveniente de este proceso reside en la mayor dificultad de transferir calor al vapor debido a sus peores propiedades térmicas en comparación con el agua líquida.

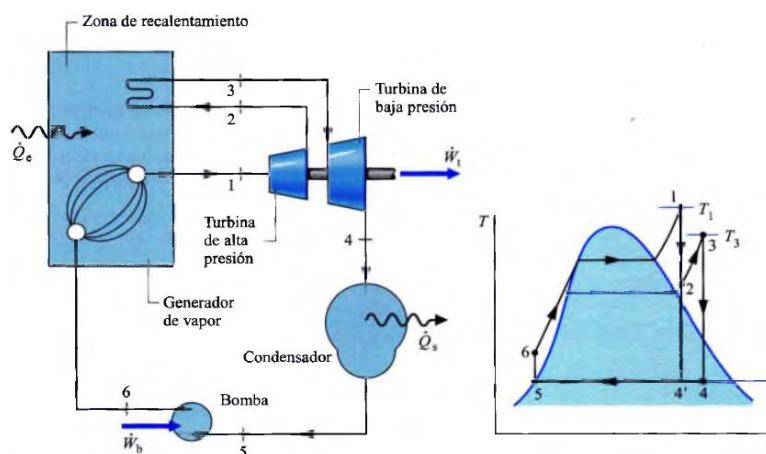


Figura 84. Componentes y diagrama T-s de un ciclo de Rankine ideal con sobrecalentamiento y recalentamiento. Fuente: Moran y otro, 2004.

Otro problema se encuentra en la máxima temperatura que los materiales son capaces de soportar, representada como  $T_1$  en la figura 84. Es una limitación tecnológica presente en los ciclos con sobrecalentamiento. Los procesos del ciclo con sobrecalentamiento se representan en el camino seguido por 1-4'-5-6-1 en la figura 84. Como se puede ver, la formación de gotas al final del proceso de expansión puede ser un problema no resuelto completamente con el único empleo de sobrecalentamiento. Por ello, se suele utilizar junto con el recalentamiento.

### **Recalentamiento**

Este proceso consiste en extraer la corriente de agua de la turbina sin que esta alcance la presión del condensador. A una presión intermedia, el fluido se vuelve a calentar, normalmente hasta la misma temperatura del sobrecalentamiento o algo inferior. Por último, se introduce en otro conjunto de turbinas, de media y baja presión. De este modo, el proceso de turbinado deja de realizarse en una única fase, ya que queda dividido en tantas etapas como recalentamientos compongan un ciclo más una etapa. Es decir, si en un ciclo de una central convencional térmica se emplean tres recalentamientos a distintas presiones intermedias entre la de la caldera y el condensador, el proceso de turbinado quedará dividido en cuatro etapas. Gracias al empleo de recalentamiento, se logra contribuir a la reducción de formación de gotas en los álabes situados a la salida de las turbinas, evitando los daños que estas provocan. El rendimiento térmico del ciclo puede aumentar ligeramente con el recalentamiento, ya que se aprovechan las condiciones existentes en la caldera de presión y alta temperatura.

Al igual que sucede con el sobrecalentamiento, existe una temperatura máxima admisible de recalentamiento, dada por los materiales empleados. Del mismo modo, la presión a la que se lleva a cabo el recalentamiento debe ser tal que maximice el rendimiento térmico del ciclo.

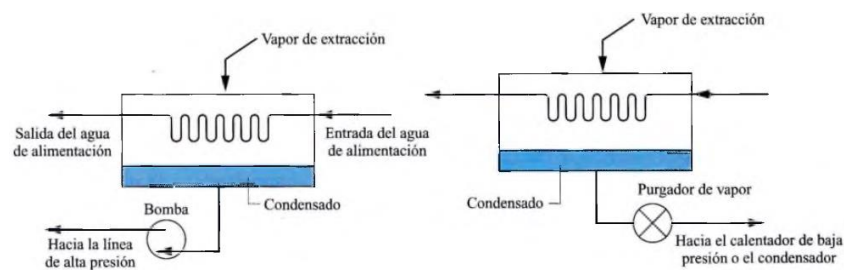
En la imagen 84, se observa un único recalentamiento, dividiéndose el proceso de expansión en dos. Un proceso es realizado por las turbinas de alta presión hasta alcanzar la presión del recalentador. El resto del proceso de expansión, se realizará en un cuerpo de turbinas de media y baja presión. También se realiza previamente el sobrecalentamiento del vapor introducido en la turbina de alta presión. En la figura 84 se han supuesto ideales todos los procesos. El rendimiento sería, por tanto, igual a:

$$\eta_{\text{ciclo,rec y sob}} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} \quad (128)$$

El ciclo completo, cuyo rendimiento es el expresado anteriormente, se representa a través de los puntos 1-2-3-4-5-6-1 de la figura 84.

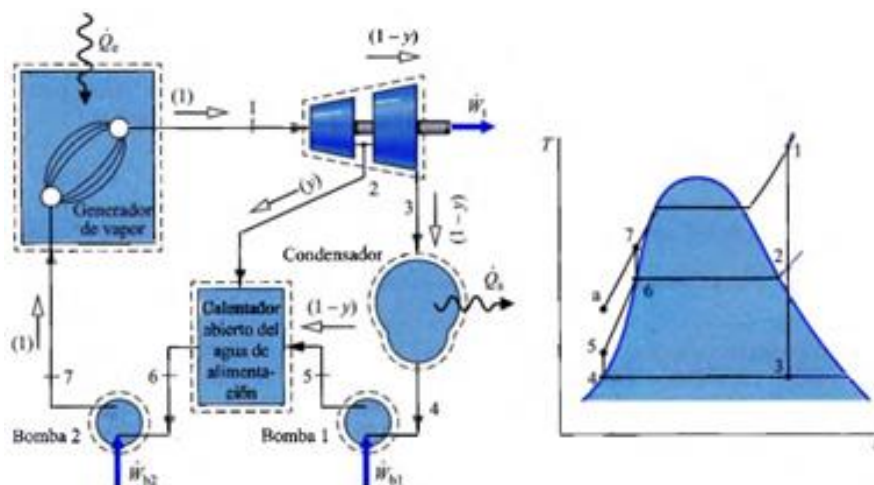
### Ciclo regenerativo

A continuación, se va a explicar el funcionamiento de los ciclos regenerativos. En ellos, se lleva a cabo una transferencia de calor al fluido condensado, antes de ser introducido en el sistema generador de calor. A través de las extracciones realizadas en la turbina, se calienta la corriente procedente del condensador o de las bombas dependiendo de los equipos empleados. Se distinguen el calentador de agua abierto y el calentador cerrado. Este último, presenta dos configuraciones posibles, calentadores cerrados con drenaje hacia delante o hacia atrás. Esto significa que la extracción de la turbina, una vez ha liberado su calor; se redirige hacia atrás en el ciclo, mediante una válvula de expansión o hacia delante, a través de una bomba. En la figura 85, se presentan ambas configuraciones de calentadores cerrados.



**Figura 85. Ejemplos de calentadores cerrados, con drenaje hacia delante (izquierda) y hacia atrás (derecha). Fuente: Moran y otro, 2004.**

Un ejemplo de ciclo Rankine regenerativo con calentador abierto se muestra en la figura 86. Mediante el empleo de intercambiadores de calor de contacto directo, denominados calentadores abiertos, se ponen en contacto la corriente procedente del condensador y la extracción de la turbina. El resultado es una corriente con características intermedias, que se correspondería con el punto 6 del diagrama de la figura 86.



**Figura 86. Componentes y diagrama T-s de un ciclo regenerativo de vapor con calentador abierto. Fuente: Moran y otro, 2004.**

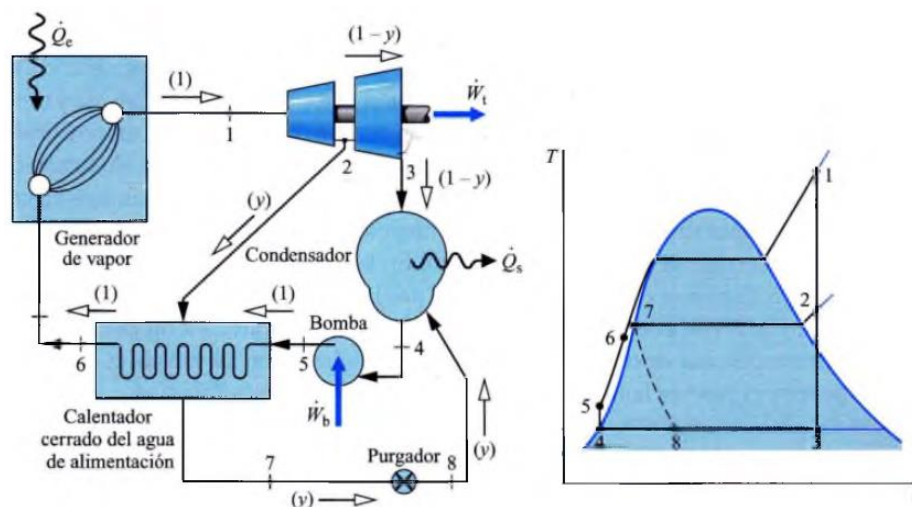


El vapor sobrecalentado obtenido a la salida del generador de vapor, se introduce en la turbina. A una presión intermedia se realiza un sangrado de parte del gasto másico total que fluye a través de la turbina y se introduce en el calentador abierto. Normalmente la extracción, se realiza en condiciones de vapor sobrecalentado (punto 2). El resto del vapor continúa su proceso de expansión hasta alcanzar el punto 3 del diagrama. A continuación, se produce la condensación (punto 4) y el posterior bombeo de la corriente hasta la presión intermedia que coincide con la del calentador abierto (punto 4). La mezcla de las corrientes provoca un incremento de la temperatura, en un proceso isobárico, del flujo procedente del condensador. Se intenta realizar una extracción que provoque que la corriente resultante se encuentre en condiciones de líquido saturado (punto 6), para llevar a cabo su compresión hasta la presión de operación del generador de vapor (punto 7).

El intercambio de calor producido gracias a la extracción realizada en la turbina, provoca que la energía que se debe transferir a la corriente de agua para alcanzar las condiciones adecuadas de vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina, sea menor que si no se emplease el calentador abierto. El proceso que iría del punto a al 1 en el diagrama, pasa a ser solo el tramo comprendido entre el punto 7 y el 1.

### **Calentador cerrado**

Otra forma de aportar calor a la corriente procedente del condensador a través de las extracciones realizadas en la turbina, es empleando calentadores cerrados. Estos sistemas son unos intercambiadores tubo-carcasa en los que, a diferencia de los anteriores, ambas corrientes no entran en contacto. Por tanto, cada una de ellas puede estar a una presión distinta. Una vez que el fluido de las extracciones ha cedido su calor, puede regresar a otro intercambiador que opere a menor presión o al propio condensador, pasando a través de una válvula que dispone de un único sentido de paso, ver figura 87. El fluido también puede ser bombeado a otro intercambiador que trabaje con una presión mayor.



**Figura 87. Componentes y diagrama T-s de un ciclo regenerativo de vapor con calentador cerrado y drenaje hacia atrás. Fuente: Moran y Shapiro, 2004.**





Una vez que se han mostrado una serie de ejemplos ilustrativos de los ciclos regenerativos de Rankine, se debe decir que este tipo de configuraciones no se empleará en la configuración de ciclo seleccionada. Esto se debe a que las potencias involucradas en las centrales termosolares son menores que en las centrales convencionales, por lo que el aumento de equipos con las complicaciones de ajustes que ello conlleva, hace que no se tengan en cuenta este tipo de configuraciones.

## 5.2 Realización y parámetros del ciclo

El diseño del ciclo de vapor se ha realizado en función de las condiciones operativas de la turbina. Es un equipo crítico en el funcionamiento del ciclo, ya que es el encargado de extraer el trabajo y debe operar en unas condiciones estrictas, que eviten dañar los distintos componentes, sobre todo los álabes. Para obtener una información real y precisa de las características de una turbina, se recurre al fabricante Siemens, que aporta información sobre la turbina empleada en Gemasolar. Dicha turbina se corresponde con el modelo SST-600. En esta central, las condiciones de entrada de la turbina son de 105 bar de presión y 542°C. Por tanto, para el diseño de la central multitorre se seleccionarán parámetros casi idénticos de operación.

Con el doble objetivo de mejorar ligeramente el rendimiento térmico del ciclo y evitar daños en la turbina durante su funcionamiento, el ciclo dispondrá de recalentamiento. De este modo, se asemeja al ciclo empleado en Gemasolar cuya turbina permite llevar a cabo esta configuración. La temperatura que alcanzará el vapor en el recalentamiento será la misma que a la salida del generador de vapor. En cambio, la presión a la que se producirá el recalentamiento se selecciona tras realizar un análisis de sensibilidad. Se escoge la que maximiza el rendimiento del ciclo.

La realización del ciclo se lleva a cabo con el software *CyclePad* v2.0. Este permite modelar el funcionamiento completo del ciclo, realizando una serie de hipótesis en los equipos empleados. De esta forma, se obtienen las propiedades del fluido que recorre el ciclo en cada punto del mismo. El empleo de este software se debe a la facilidad para realizar distintas hipótesis sobre los equipos y las grandes posibilidades que ofrece para analizar diferentes configuraciones, en este caso, del ciclo de vapor.

En primer lugar, es necesario situar los distintos equipos que forman parte de la configuración de ciclo empleada, en el modo *Built* del software *CyclePad*. Como se ha mencionado anteriormente, se realizará un ciclo de vapor con sobrecalentamiento y recalentamiento, donde tanto el generador de vapor como el recalentador se modelizarán como calderas, aunque en realidad se trate de intercambiadores de calor. Desde el punto de vista termodinámico tanto la caldera como el intercambiador de calor darán lugar al mismo resultado sobre el ciclo.



Figura 88. Componentes que conforman el ciclo de vapor. Fuente: elaboración propia.

A continuación, se introducen las distintas hipótesis operativas de los equipos en el modo *Analyze*. Se trata de conseguir que el conjunto se asemeje lo máximo posible al funcionamiento real del ciclo.

Equipo	Hipótesis operativas
<b>Bomba</b>	Adiabática No isentrópica $\eta_b = 0,9$
<b>Generador de vapor</b>	Isobárico
<b>Turbina de alta presión</b>	Adiabático No isentrópico $\eta_t = 0,85$
<b>Recalentador</b>	Isobárico
<b>Turbina de baja presión</b>	Adiabático No isentrópico $\eta_t = 0,85$
<b>Condensador</b>	Isobárico

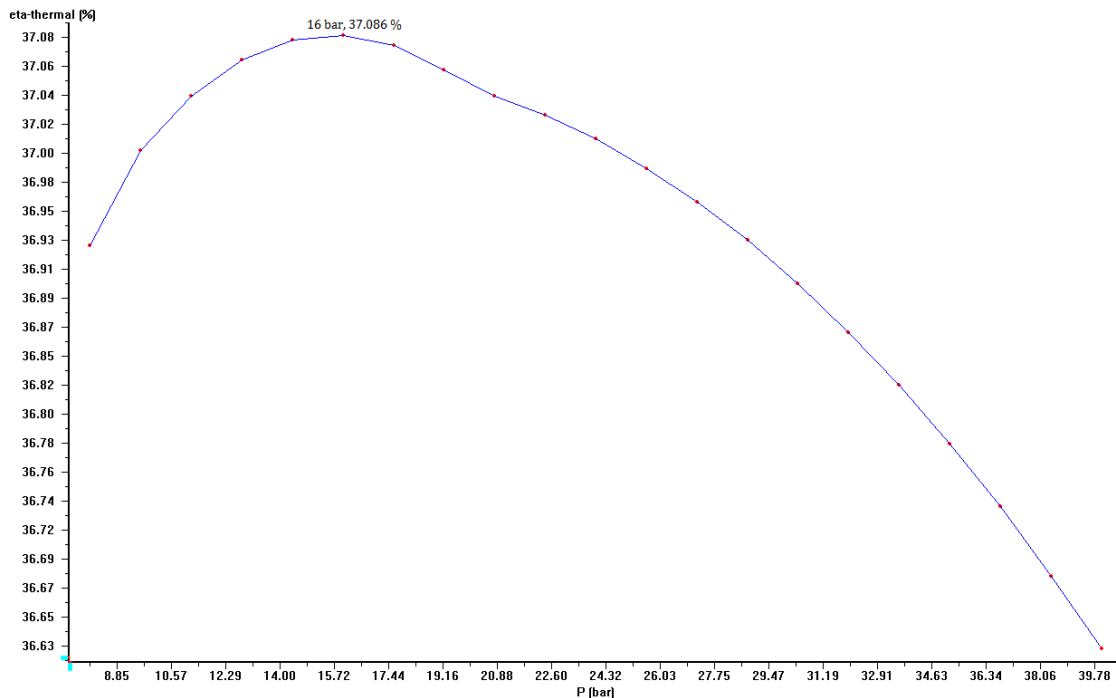
**Tabla 21. Características operativas de los equipos que forman el ciclo de vapor. Fuente: elaboración propia.**

Una vez introducidos estos valores, es necesario aportar las condiciones en las que se encuentra el agua en la salida de algunos componentes. Empleando la nomenclatura de la figura 100.

Ciclo	Condición
<b>Punto 1</b>	Líquido saturado 45°C
<b>Punto 3</b>	540°C 105 bar
<b>Punto 5</b>	540°C

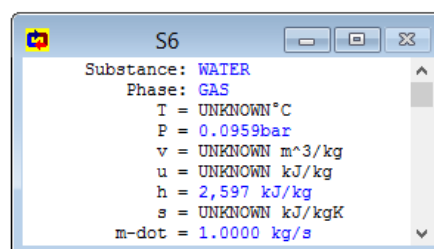
**Tabla 22. Propiedades del agua en distintas partes del ciclo. Fuente: elaboración propia.**

Aparte de los valores anteriores, es necesario conocer la presión de operación del recalentador. Se comienza fijando un valor intermedio de 20 bar, para el cual la resolución del ciclo realizada por el programa es completa. A continuación, se realiza un análisis de sensibilidad de la presión en el punto 4 del ciclo, que se corresponde con la presión de trabajo del recalentador. El objetivo es encontrar la presión que logra maximizar el rendimiento térmico del ciclo.



**Figura 89. Análisis de sensibilidad de la presión del generador de vapor. Fuente: elaboración propia.**

Como se puede apreciar en la figura 101, la presión de operación del recalentador que reporta mayor rendimiento térmico del ciclo, se sitúa en torno a los 16 bar. Introduciendo este valor, junto con los expuestos en la tabla 24 y 25, se produce un error en la resolución del ciclo por parte del software *CyclePad*. No siendo capaz de obtener las condiciones completas del agua en el punto 6, situado a la salida de la turbina de baja presión. En concreto no es capaz de aportar la temperatura del fluido en ese punto. La ventaja fundamental reside en que si es capaz de conocer la presión y la entalpía del agua en ese punto.



**Figura 90. Datos aportados por CyclePad a la salida de la turbina de baja presión. Fuente: elaboración propia.**

La presión en este punto 6, es conocida y coincide con la existente a la salida del condensador, ya que este equipo se ha supuesto sin pérdidas de presión. Sin embargo, parece un poco atrevido tomar como correcto el valor aportado de entalpía sin analizarlo antes. Para ello, los últimos puntos del ciclo se resuelven de forma manual, empleando tablas con las propiedades termodinámicas del agua. A través del cálculo de los puntos 4, 5 y 6 del ciclo, interpolando en las tablas, se obtienen errores relativos muy inferiores al

5% entre las entalpías aportadas por *CyclePad* y las calculadas manualmente. Por tanto, para simplificar los procesos posteriores, se considerarán correctas las variables extraídas del software.

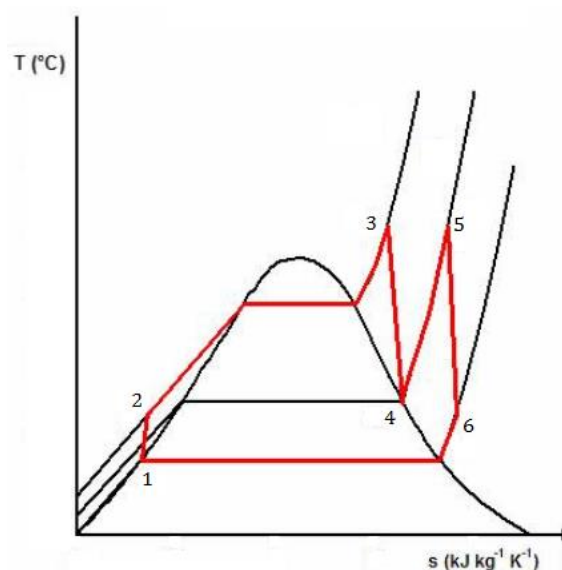
Ciclo	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)	Estado físico
<b>Punto 1</b>	45,00	0,0959	188,4	Líquido saturado
<b>Punto 2</b>	45,63	105,0000	200,2	Líquido subenfriado
<b>Punto 3</b>	540,00	105,0000	3470,0	Vapor sobrecalentado
<b>Punto 4</b>	285,90	16,0000	3002,0	Vapor sobrecalentado
<b>Punto 5</b>	540,00	16,0000	3560,0	Vapor sobrecalentado
<b>Punto 6</b>	55,00	0,0959	2597,0	Vapor sobrecalentado
<b>Rendimiento</b>	0,3709			

**Tabla 23. Propiedades del agua en todos los puntos del ciclo y rendimiento térmico.**

**Fuente: elaboración propia.**

Todos los valores presentes en la tabla 26 proceden del software, excepto la temperatura del punto 6. Dicha temperatura se ha obtenido directamente de un diagrama T-s del agua, conocidas la presión y la entalpía correspondientes. Este valor no se ha podido obtener interpolando, porque las tablas de propiedades del agua de uso más extendido no permiten llevar a cabo este cálculo. Algo similar es lo que le sucede en el software, que no es capaz de calcular las propiedades del punto 6 con los valores internos que posee. Esto ocurre normalmente cuando la corriente a la salida de la turbina es en condiciones de vapor sobrecalentado muy cerca de la campana de cambio de fase y adicionalmente las condiciones a la salida de la turbina si el proceso es reversible, se encuentran en mezcla saturada. En esta situación, el software no es capaz de resolver el proceso considerado. Es un fallo presente en la versión del código empleada.

A continuación, se presenta un diagrama T-s similar al del ciclo empleado, donde se introduce la numeración seguida hasta ahora de las distintas partes del mismo.

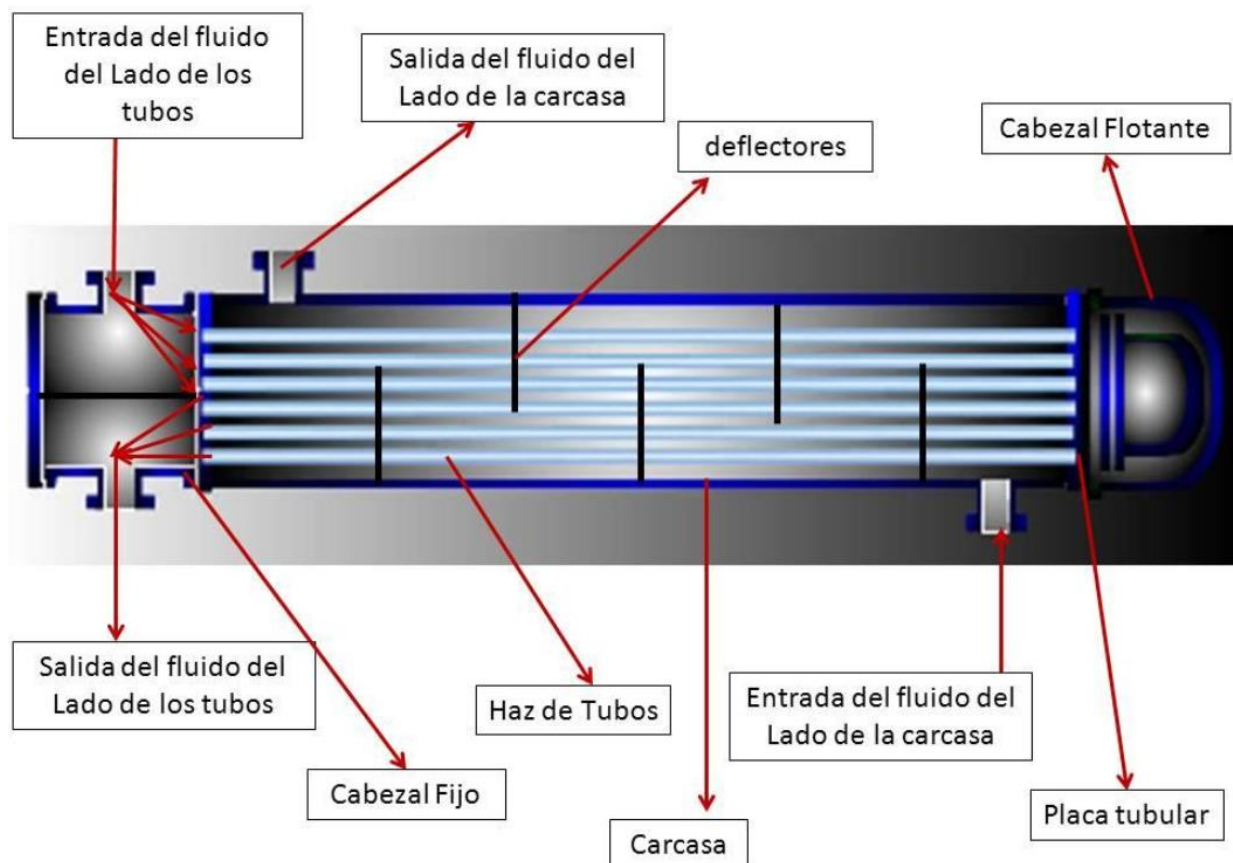


**Figura 91. Diagrama T-s aproximado del ciclo empleado. Fuente: Wikipedia, 2014.**

## 5.3 Diseño del generador de vapor

El generador de vapor es el equipo encargado de llevar el agua desde las condiciones de líquido subenfriado hasta vapor sobrecalentado en las condiciones operativas de la turbina de alta presión. Se compone de tres subsistemas o partes: el precalentador; el evaporador y el sobrecalentador. En todos los casos se emplearán intercambiadores de calor de tipo tubo-carcasa. La decisión de diseñar el sistema generador de vapor al completo, reside en la importancia que tiene sobre la operación de la central termosolar. Es el elemento que une el sistema encargado de obtener el calor a través de la radiación interceptada y el bloque de potencia.

Se pretende demostrar que la construcción de estos equipos es perfectamente factible. Para facilitar su operación, se introducirán las sales fundidas por los tubos y el agua recorrerá las distintas carcassas. De este modo, se puede hacer fluir las sales a mayor velocidad para evitar incrustaciones que empeoren la transferencia de calor entre ambos fluidos. Además, se facilita la limpieza y conservación de los equipos.



**Figura 92. Componentes fundamentales de un intercambiador de tubo-carcasa. Fuente: Wikipedia, intercambiador de calor de carcasa y tubos.**

Para poder caracterizar al completo un intercambiador de calor de tubo-carcasa, es necesario conocer la disposición de los tubos junto con sus dimensiones y espaciamento. También, se debe definir la distancia entre los baffles, que funcionan a la vez como

soporte de los tubos y como guía del fluido que circula por la carcasa. Por último, se debe aportar la longitud total de intercambiador, una vez conocida la longitud de un paso de tubo y el diámetro de la carcasa. En estas dos dimensiones fundamentales del intercambiador existen una serie de restricciones. La longitud de los tubos no puede superar los 15 metros por temas de transporte. Por otra parte, la relación entre el diámetro de la carcasa y la longitud de los tubos, denominada esbeltez, no debe superar el valor de 0,5.

Su diseño se llevará a cabo con el método *P-NTU*. Para ello, es necesario conocer las temperaturas de entrada y salida de cada intercambiador, así como las propiedades del agua y de las sales fundidas en el rango de temperaturas de trabajo. En el primer caso, se emplea el software *WASP*, que introduciendo la temperatura del agua en grados Celsius y la presión en bar, permite obtener la densidad, la conductividad térmica, el calor específico y la viscosidad dinámica, entre otras. Todas ellas se deben expresar en unidades del Sistema Internacional. En el caso de las sales fundidas se empleará las ecuaciones 39 a 42.

Las temperaturas, tanto del agua como de las sales fundidas, en cada intercambiador, se representan en la figura 105. En el caso del agua, la temperatura de entrada al precalentador se corresponde con la de salida de la bomba, obtenida de *CyclePad*. La temperatura de salida del vapor sobrecalentado es un dato que se fijó en función de las características de la turbina. La temperatura de saturación del agua, se obtiene del software empleado, en los puntos de entrada y salida del bloque generador de vapor. Por último, en el caso del agua a la salida del precalentador, se ha decidido fijar una temperatura de aproximación 10°C inferior a la de saturación precalentador. De ese modo, se evita la formación de burbujas en el proceso de evaporación, que pueden dañar los tubos y empeorar la transferencia de calor, en este intercambiador.

En el caso de las sales fundidas, se conoce la temperatura a la que se encuentran los tanques de almacenamiento y que corresponden a las condiciones de entrada del sobrecalentador y de salida del precalentador. Se escoge un pinch-point de 10°C, esto significa que entre la temperatura de saturación del agua y la de las sales fundidas a la salida del evaporador, existe esta diferencia de temperatura. Es un valor que intenta evitar que se produzca una transferencia de calor en sentido contrario, del agua a las sales fundidas, lo que provocaría estrés térmico en los tubos y haría disminuir bruscamente la eficiencia del intercambiador.



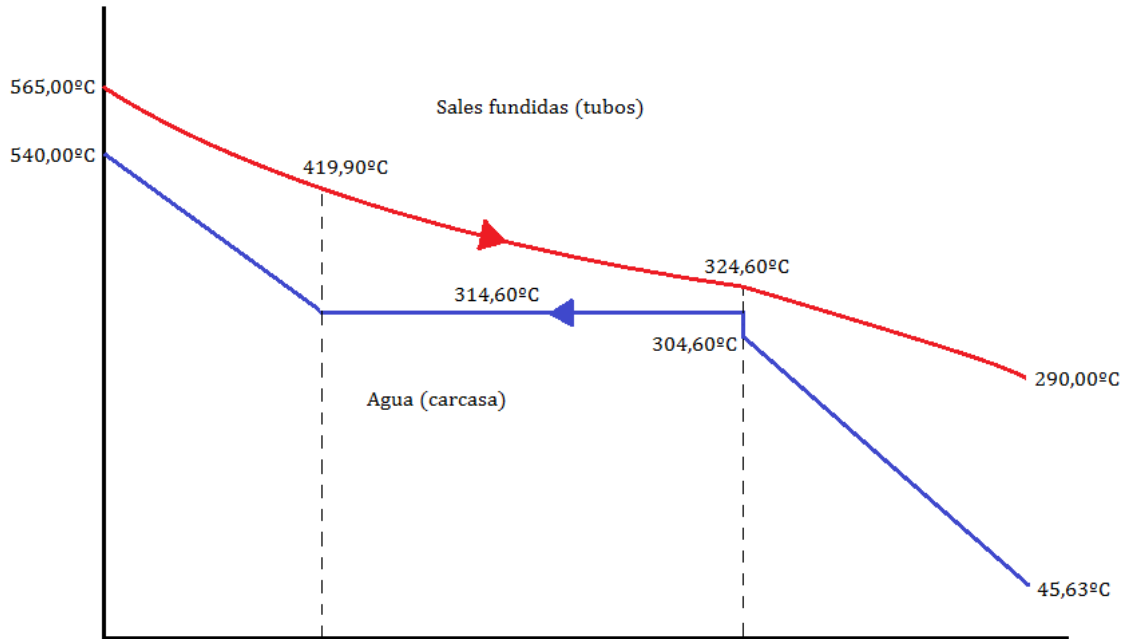


Figura 93. Temperaturas de los fluidos que recorren el sistema generador de vapor.

Fuente: elaboración propia.

El valor de la temperatura de las sales fundidas a la salida del sobrecalentador, se obtiene tras un proceso iterativo sencillo basado en un balance de energía. En primer lugar, se calcula la potencia térmica que recibe el agua. Consta de una parte sensible, orientada a elevar la temperatura del agua hasta la de saturación y la fracción latente del cambio de fase. En este último caso, se conocen las entalpías del agua y del vapor con las que se obtiene la entalpía de cambio de fase.

$$q_{sen} = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (314,6 - 304,6) \quad (129)$$

$$q_{lat} = \dot{m}_{agua} \cdot h_{fg} \quad (130)$$

$$q = q_{sen} + q_{lat} \quad (131)$$

Donde  $\dot{m}_{agua}$  es el gasto másico de agua que circula por el intercambiador en  $kg/s$ ,  $c_{p,agua}$  es el calor específico del agua a la temperatura media entre la de saturación y la de aproximación, que corresponde con  $5866 J/kg \cdot ^\circ C$  y  $h_{fg}$  es la entalpía específica de cambio de fase, que se calcula a partir de los valores obtenidos del *CyclePad*:

$$h_{fg} = h_g - h_f \quad (132)$$

La entalpía del vapor a la temperatura de saturación,  $h_g$ , se corresponde con  $2715200 J/kg$ . Por otro lado, la entalpía asociada a la fase líquida,  $h_f$ , tiene un valor de

1428720 J/kg. Con ambos datos, se obtiene que la entalpía específica de cambio de fase es igual a 1286480 J/kg.

A continuación, se obtiene la temperatura de las sales fundidas, despejando de la ecuación de la potencia térmica correspondiente:

$$T_{sal\ cf} = T_{int\ sal} + \frac{q}{\dot{m}_{sal} \cdot c_{p\ sal}} \quad (133)$$

Donde  $T_{sal\ cf}$  es la temperatura de la sale que se quiere calcular, a la salida del sobrecalentador;  $T_{int\ sal}$  es la temperatura fijada como salida del intercambiador donde tiene lugar el cambio de fase, fijando el pinch-point de 10°C;  $\dot{m}_{sal}$  es el gasto másico que recorre los tubos del intercambiador y  $c_{p\ sal}$  es el calor específico de la sal, calculado con la expresión 40, en cada iteración.

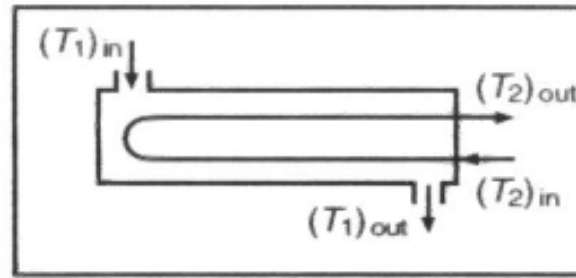
Debido a que esta propiedad depende de la temperatura, es necesario realizar este proceso iterativo que se detendrá cuando la diferencia entre las temperaturas de las sales fundidas en dos iteraciones sucesivas sea menor o igual a 0,001. De esta forma, se obtiene la temperatura de 419,90°C para las sales fundidas a la salida del sobrecalentador, en cinco iteraciones.

Conocidas las temperaturas de operación de los distintos intercambiadores (figura 105) se puede calcular la eficiencia térmica del intercambiador correspondiente,  $P$  y la relación de capacidades de ambos fluidos,  $R$ . Esta pareja de valores se obtiene para cada intercambiador en función de las temperaturas de salida y entrada de cada fluido. Posteriormente, empleando las gráficas correspondientes (Anexo 2) se extrae el valor del  $NTU$  necesario en el diseño del intercambiador para conocer sus dimensiones.

$$P = \frac{T_{2,out} - T_{2,in}}{T_{1,in} - T_{2,in}} \quad (134)$$

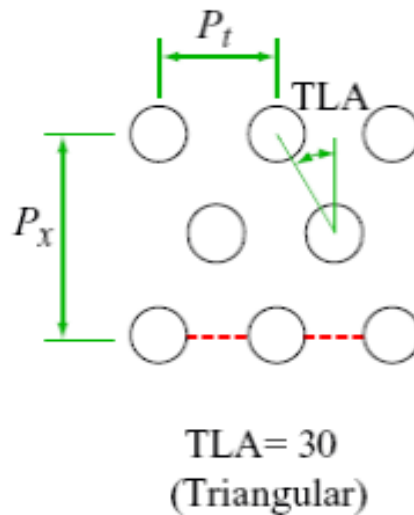
$$R = \frac{T_{1,in} - T_{1,out}}{T_{2,out} - T_{2,in}} \quad (135)$$

Donde los subíndices *in* y *out* hacen referencia a la entrada y salida de cada equipo. De forma similar, los subíndices 1 y 2 se refieren al agua que fluye por la carcasa y a las sales fundidas que circulan por los tubos, respectivamente.



**Figura 94.** Temperaturas empleadas en la definición de los parámetros R y P. Fuente: apuntes de transferencia de calor.

También se deben fijar unos parámetros dimensionales básicos para cada intercambiador. En concreto, se debe seleccionar la disposición de los tubos, en los tres casos se empleará una disposición triangular con los tubos situados a  $30^\circ$ , que es una de las que mejores rendimientos reporta.



**Figura 95.** Disposición elegida para los tubos de los intercambiadores. Fuente: apuntes de sistemas térmicos.

En cuanto al material, se utiliza acero inoxidable AISI 304, cuya conductividad térmica se obtiene a la temperatura media de operación del intercambiador. El diámetro de los tubos se selecciona de un catálogo comercial de aceros al igual que el espesor. El espaciamiento entre centros de los tubos es estándar, igual al empleado en otros trabajos académicos. Lo mismo ocurre con la separación entre baffles del intercambiador. En el caso de que uno de los fluidos sea vapor, estos deben distanciarse, para evitar generar una pérdida de carga demasiado importante.

	Precalentador	Evaporador	Sobrecalentador
<b>Disposición de los tubos</b>	Triangular TLA $30^\circ$	Triangular TLA $30^\circ$	Triangular TLA $30^\circ$
<b>Número de pasos por los tubos</b>	2	2	2

Factor corrector de holguras para dos pasos	0,9	0,9	0,9
Diámetro exterior de los tubos (mm)	33,4	33,4	33,4
Espesor de la pared de los tubos (mm)	3,38	3,38	3,38
Espaciamiento entre centros de los tubos (cm)	5,01	5,01	5,01
Distancia entre baffles (cm)	7	24	24
Conductividad de los tubos ( $W/m \cdot K$ )	17,532	20,296	21,381
P	0,1240	0,8265	0,5795
R	7,4847	0,1049	1,5534
NTU	0,35	2,00	4,00
Temperatura media de las sales fundidas (°C)	307,30	372,25	492,45
Temperatura media del agua (°C)	175,12	314,60	427,30

**Tabla 24. Características técnicas y operativas de los intercambiadores de calor. Fuente: elaboración propia.**

### 5.3.1 Precalentador

El precalentador será un intercambiador de tubo-carcasa, ya que es muy común su empleo en procesos industriales. Entre las distintas posibilidades, se optará por emplear tubos distintos en cada paso (figura 104). Esto significa que tanto a la entrada del intercambiador, como en el lado opuesto, existen zonas diáfnas que sirven para alimentar a los tubos. Estas se conocen con el nombre de plenum. El tipo de intercambiador empleado, se selecciona por su mayor simplicidad constructiva y de mantenimiento frente a los intercambiadores con tubos en forma de U.



**Figura 96. Intercambiador tubo-carcasa empleado en una refinería. Fuente: Trime C.A.**

Para obtener la longitud de los tubos que forman el intercambiador es necesario tener en cuenta el proceso de transferencia de calor que se desarrolla en el precalentador. Para ello, se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor global, que basado en la superficie externa de los tubos tiene la siguiente expresión:

$$U = \left( \frac{1}{h_s} + \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{h_t} + \frac{d_o}{2 \cdot k_{acero}} \cdot \ln \left( \frac{d_o}{d_i} \right) \right)^{-1} \quad (136)$$

Donde  $h_s$  y  $h_t$  hacen referencia a los coeficientes convectivos del lado de la carcasa y de los tubos, respectivamente, expresados en  $W/m^2 \cdot K$ . El diámetro exterior  $d_o$  y el diámetro interior  $d_i$ , se emplean en metros. Por último, la conductividad del acero inoxidable se representa por  $k_{acero}$  y tiene como unidades  $W/m \cdot K$ .

La convección interior que tiene lugar en los tubos, se calcula empleando la siguiente correlación:

$$Nu_{di} = \frac{h_t \cdot d_i}{k_{sal}} = \frac{\left( \frac{f}{8} \right) \cdot (Re_{sal} - 1000) \cdot Pr_{sal}}{1 + 12,7 \cdot \left( \frac{f}{8} \right)^{1/2} \cdot \left( Pr_{sal}^{2/3} - 1 \right)} \quad (137)$$

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re_{sal}) - 1,64)^{-2} \quad (138)$$

En las expresiones anteriores,  $f$ , es el factor de fricción de Petukov. Por otra parte, aparecen los grupos adimensionales del número de Reynolds y del Prandtl que se calculan como:

$$Re_{sal} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{sal} \cdot N_p}{\mu_{sal} \cdot N_t \cdot \pi \cdot d_i} \quad (139)$$

$$Pr_{sal} = \frac{\mu_{sal} \cdot c_{p\ sal}}{k_{sal}} \quad (140)$$

Donde  $\dot{m}_{sal}$  es el gasto másico de sal que circula por todos los tubos, en  $kg/s$ ;  $N_t$  es el número de tubos que existe en una sección transversal del intercambiador y  $N_p$  es el número de pasos por los tubos, en todos los casos es igual a dos. Las propiedades de la sal se calculan con las ecuaciones 40 a 42.

Despejando  $h_t$  de la expresión 134, se obtiene el coeficiente de convección forzada interior. Sin embargo, el rango de aplicación de dicha ecuación pasa por cumplir:

$$0,5 \leq Pr_{sal} \leq 2000$$

$$3000 < Re_{sal} < 5 \cdot 10^6$$

El cálculo del coeficiente de convección del lado de la carcasa se realiza empleando la ecuación de Kern:

$$Nu_{do} = \frac{h_s \cdot D_e}{k_{agua}} = 0,36 \cdot Re_{agua}^{0,55} \cdot Pr_{agua}^{1/3} \quad (141)$$

El número de Prandtl del agua, se calcula aplicando la ecuación 140, con las correspondientes propiedades a la temperatura indicada en la tabla 24 y a la presión de 105 bar.

El número de Reynolds es función del área efectiva de paso, como se muestra en la siguiente expresión:

$$Re_{agua} = \frac{\frac{\dot{m}_{agua}}{S_s} \cdot D_e}{\mu_{agua}} \quad (142)$$

Donde  $\dot{m}_{agua}$  es el gasto másico de agua que recorre la carcasa, en  $kg/s$ ;  $D_e$  es el diámetro equivalente, que se definirá posteriormente, expresado en metros y  $S_s$  es el área efectiva de paso, en  $m^2$ , que se obtiene aplicando:

$$S_s = \frac{D_s}{p_t} (p_t - d_o) \cdot L_b \quad (143)$$

El espaciamiento entre los centros de los tubos,  $p_t$  y la distancia entre baffles,  $L_b$ , se recogen en la tabla 24 y se deben expresar en metros. Por último, el diámetro de la carcasa, en la configuración triangular elegida, se calcula como:

$$D_s = \sqrt{\frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot p_t^2 \cdot N_t}{\pi \cdot CF}} \quad (144)$$

El resultado obtenido está en metros, siempre que el espaciamiento entre los centros de los tubos también se exprese en metros. El parámetro  $CF$ , es el denominado factor corrector de holguras para dos pasos, cuyo valor es 0,9.

Para poder obtener el número de Reynolds del lado de la carcasa de la expresión 142 y despejar de la ecuación 141 el valor del coeficiente convectivo, es necesario calcular el diámetro equivalente de la carcasa,  $D_e$ :

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot p_t^2 - \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_o} \quad (145)$$

El resultado se expresa en metros, introduciendo el resto de parámetros en unidades del Sistema Internacional. Todos ellos han sido definidos previamente. La expresión empleada en la ecuación 145 solo se puede aplicar si la disposición elegida para los tubos es triangular de 30°.

Una vez calculados los distintos coeficientes convectivos a través de las expresiones 140 y 144, se puede aplicar la ecuación 139 para obtener el coeficiente de transferencia de calor global. A continuación, empleando el valor del *NTU* obtenido de la gráfica de una carcasa con un número par de pasos (Anexo 2), se obtiene el área de intercambio:

$$A = \frac{NTU \cdot \dot{m}_{sal} \cdot c_{p\ sal}}{U} \quad (146)$$

A partir de la superficie de intercambio, expresada en metros cuadrados, se puede obtener la longitud de tubo por paso.

$$L_t = \frac{A}{N_t \cdot \pi \cdot d_o} \quad (147)$$

A partir del resultado obtenido en la ecuación 147, se puede calcular la longitud del intercambiador. Esta se consigue añadiendo un 10 % del tamaño del tubo por cada distribuir de fluido. La longitud del precalentador será por tanto:

$$L_{pre} = 1,2 \cdot L_t \quad (148)$$

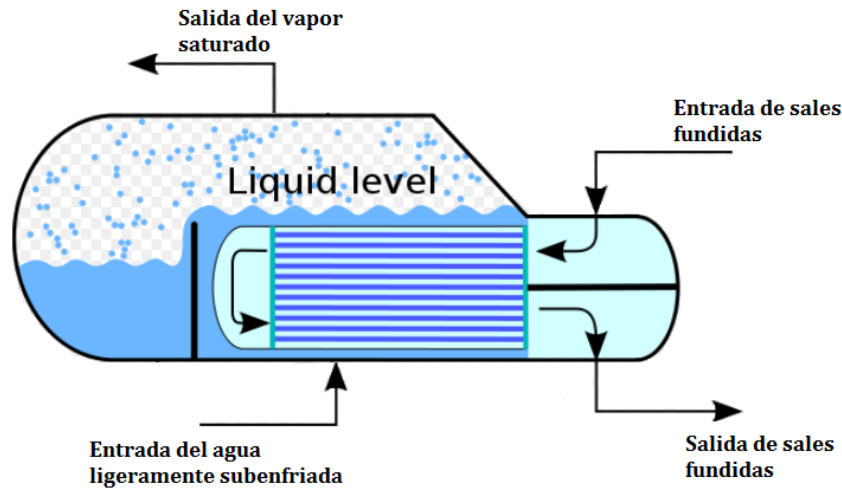
Los resultados obtenidos del empleo de las ecuaciones 144 y 148 determinan las dimensiones del intercambiador tubo-carcasa que actuará como precalentador del agua del ciclo de vapor de la central.

### 5.3.2 Evaporador

El evaporador se corresponde con un intercambiador tubo-carcasa de tipo *Kettle*. Esta configuración es muy empleada cuando por el exterior de los tubos, es decir, por la carcasa, circula un fluido que está cambiando de fase, en concreto, se está evaporando. En el caso que se está estudiando, por los tubos circulan las sales fundidas a la temperatura necesaria para llevar a cabo la evaporación del agua que los rodea. Al igual que ocurría con el precalentador, se emplea una configuración de intercambiador que permite su limpieza mediante el desmontado de las distintas partes que componen la carcasa. Este hecho se logra con un intercambiador que dispone de tubos independientes para cada paso. El fluido que circula por los tubos se introduce en una cámara antes de entrar a los



conductos correspondientes al primer paso. Al final del intercambiador, se recoge todo el fluido en otra cámara. Por último, el fluido recorre los conductos que unen esta cámara con la salida del intercambiador.



**Figura 97. Intercambiador de tubo-carcasa tipo Kettle. Fuente: adaptado de Wikipedia.**

Al igual que ocurre en el resto de intercambiadores, la obtención de las dimensiones de la carcasa proviene de la caracterización de los procesos de transferencia de calor.

En el transcurso seguido en la obtención del coeficiente global de transferencia de calor (ecuación 133), es necesario explicar los procesos convectivos existentes a cada lado de los tubos. En el interior de los tubos, tiene lugar una transferencia de calor por convección forzada, que se modeliza a través del empleo de las ecuaciones 137 a 140, cuya combinación reporta el valor del coeficiente convectivo correspondiente. Para ello, es necesario calcular las propiedades de las sales fundidas a la temperatura media de trabajo de las mismas, recogida en la tabla 24.

El proceso de cambio de fase llevado a cabo por el agua, en el exterior de los tubos, es difícil de cuantificar. Una forma de obtener el coeficiente convectivo de cambio de fase en un banco de tubos, consiste en aplicar la ecuación propuesta por Palen (Serth y otros, 2007):

$$h_s = h_{en} \cdot F_b + h_{cn} \quad (149)$$

Donde  $h_{en}$  hace referencia al coeficiente convectivo de ebullición nucleada y  $h_{cn}$  contiene el efecto de la convección de la fase líquida, ambos se expresan en  $W/m^2 \cdot K$ . Por último,  $F_b$  es un factor que tiene en cuenta la interacción y el camino seguido por las burbujas de vapor que se forman entre los tubos. Este se define como:

$$F_b = 1 + 0,1 \cdot \left( \frac{0,785 \cdot D_s}{C_1 \cdot \left( \frac{p_t}{d_o} \right)^2 \cdot d_o} - 1 \right)^{0,75} \quad (150)$$

Los parámetros  $d_o$  y  $p_t$  se refieren al diámetro exterior de los tubos y al espaciado entre sus centros, expresados en metros. El diámetro de la carcasa, también en metros, se obtiene tras aplicar la ecuación 144. También aparece un factor corrector,  $C_1$ , que depende de la disposición de los tubos. Toma un valor de 0,866 para la configuración triangular que se emplea.

El cálculo del coeficiente de convección natural sobre un cilindro horizontal, se realiza con la siguiente correlación (Serth y otros, 2007):

$$Nu_{do} = \frac{h_{cn} \cdot d_o}{k_{agua}} = \left( 0,6 + \frac{0,387 \cdot (Gr_{do} \cdot Pr_{agua})^{1/6}}{\left( 1 + \left( \frac{0,559}{Pr_{agua}} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2 \quad (151)$$

La expresión del grupo adimensional de Prandtl se recoge en la ecuación 140, donde se emplean las correspondientes propiedades del agua a la temperatura de saturación del agua (tabla 24) y a 105 bar.

El producto de los números de Grashof,  $Gr$ , y de Prandtl, da lugar al grupo adimensional conocido como número de Rayleigh:

$$Ra_{do} = Gr_{do} \cdot Pr_{agua} = \frac{g \cdot \beta \cdot |T_{s\ ext} - T_{\infty}| \cdot d_o^3}{\nu_{agua} \cdot \alpha_{agua}} \quad (152)$$

Donde  $g$ , que se corresponde con la aceleración de la gravedad, tiene un valor de  $9,81 \text{ m/s}^2$ . La temperatura exterior del tubo,  $T_{s\ ext}$ , se supondrá unos  $8^\circ\text{C}$  por encima de la de cambio de fase del agua, es decir, será igual a  $322,6^\circ\text{C}$ . La temperatura del flujo de agua de los alrededores,  $T_{\infty}$ , será igual a la de saturación. El coeficiente volumétrico de expansión térmica, nombrado como  $\beta$ , tiene la siguiente expresión:

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (153)$$

$$T_f = \frac{T_{s\ ext} + T_{\infty}}{2} \quad (154)$$

Se ha hecho uso del concepto de temperatura de película,  $T_f$ . Por último, la viscosidad cinemática del agua y la difusividad térmica, se obtienen de la siguiente forma:

$$\nu_{agua} = \frac{\mu_{agua}}{\rho_{agua}} \quad (155)$$

$$\alpha_{agua} = \frac{\nu_{agua}}{Pr_{agua}} \quad (156)$$

Ambas propiedades se expresan en  $m^2/s$ . Por otra parte, la viscosidad dinámica del agua  $\mu_{agua}$ , tiene como unidades  $Pa \cdot s$ .

El siguiente paso que es necesario realizar en el proceso de obtención del coeficiente convectivo por ebullición del agua del lado de la carcasa (ecuación 146), consiste en realizar los cálculos asociados al proceso de ebullición nucleada. El coeficiente de convección se obtiene resolviendo la correlación de Forster-Zuber:

$$h_{en} = 0,00122 \frac{k_l^{0,79} \cdot c_{p,l}^{0,45} \cdot \rho_l^{0,49} \cdot g_c^{0,25} \cdot \Delta T_e^{0,24} \cdot \Delta P_{sat}^{0,75}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu_l^{0,29} \cdot h_{fg_{eq}}^{0,24} \cdot \rho_v^{0,24}} \quad (157)$$

Donde los subíndices  $l$  y  $v$  hacen referencia al estado físico del agua, líquido y vapor respectivamente. En ambos casos, las propiedades se calculan a la temperatura de saturación y a una presión de 105 bar. La tensión superficial del agua se representa por  $\sigma$  y tiene unidades de  $N/m$ . El factor  $g_c$  es igual a uno, si se emplean unidades del Sistema Internacional en el resto de variables. La diferencia de temperaturas  $\Delta T_e$ , se define como:

$$\Delta T_e = T_{s\ ext} - T_{sat} \quad (158)$$

Tanto la temperatura del exterior de los conductos,  $T_{s\ ext}$ , como la temperatura de saturación del agua, se expresan en  $^{\circ}C$ .

Por otra parte, es necesario obtener la diferencia entre las presiones de saturación del agua, obtenidas a las temperaturas anteriores. Ambas presiones deben expresarse en Pascales.

$$\Delta P_{sat} = P_{sat}(T_{s\ ext}) - P_{sat}(T_{sat}) \quad (159)$$

Por último, se obtiene el calor latente equivalente de cambio de fase, en el cual se tiene en cuenta también el proceso de elevar la temperatura del agua, desde la temperatura de aproximación hasta la de saturación.

$$h_{fg_{eq}} = h_{fg} + c_{p,agua} \cdot (T_{sat} - T_{aprox}) \quad (160)$$

Donde  $h_{fg}$  es la entalpía específica de cambio de fase, que se obtiene al emplear la ecuación 129, en  $J/kg$ . La temperatura de saturación es  $314,6^{\circ}C$  y la de aproximación  $304,6^{\circ}C$ . El calor específico del agua, es el mismo que se utilizó en la ecuación 136.

Una vez que se han definido por completo los distintos coeficientes convectivos, se calculará la longitud del tubo por paso tras la aplicación sucesiva de las expresiones 136, 146 y 147. Para obtener las dimensiones finales del evaporador, se aplicarán unos coeficientes que multiplicarán tanto al diámetro de la carcasa como a la longitud del tubo por paso, debido a la forma tan característica de los intercambiadores de tipo *Kettle* (Figura 97):

$$D_{carcasa} = 1,3 \cdot D_s \quad (161)$$

$$L_{evap} = 1,4 \cdot L_t \quad (162)$$

Donde  $D_s$  es el diámetro de la carcasa que envuelve el banco de tubos del intercambiador, obtenido después de emplear la ecuación 144. La longitud del tubo por paso se representa con  $L_t$ . Ambos valores están en metros.

### 5.3.3 Sobrecalentador

El diseño del intercambiador de tubo-carcasa que actuará como sobrecalentador del agua de entrada a la turbina del ciclo, es bastante similar al proceso empleado en el precalentador.

La configuración empleada, al igual que en los casos anteriores, es aquella que facilite la limpieza de los tubos por los que circula la sal. El motivo fundamental es que en los conductos se pueden producir incrustaciones u obstrucciones. Por ello, se empleará un intercambiador con tubos independientes para cada paso, y con cámaras a cada extremo del intercambiador que reparten el fluido de forma igualitaria entre los diferentes conductos.

Los cálculos necesarios para la obtención de las dimensiones del sobrecalentador son los mismos que se llevan a cabo a través de las ecuaciones 136 a 146, exceptuando los valores de las propiedades del vapor, que se calculan a la temperatura adecuada, recogida en la tabla 24. Debido al peor comportamiento térmico que caracteriza al vapor frente al estado líquido del agua, es necesario emplear más de una carcasa. Estas carcasas se disponen en serie, para obtener intercambiadores que se puedan construir y transportar de una forma más cómoda. Por tanto, el cálculo de la longitud del tubo por paso, se modifica de la siguiente manera:

$$L_t = \frac{A}{N_t \cdot \pi \cdot d_o \cdot N_c} \quad (163)$$

Donde  $N_c$ , hace referencia al número de carcasas. Por último, introduciendo el resultado anterior en la ecuación 148, se obtiene la longitud de cada carcasa del intercambiador, en metros.

### 5.3.4 Pérdidas de presión

Para el cálculo de las pérdidas de carga del lado de la carcasa, tanto en el precalentador como en el sobrecalentador, se emplea la expresión 164 (apuntes transferencia de calor):

$$\Delta p_{carcasa} = \frac{f_s \cdot D_s \cdot N_c \left( \frac{\dot{m}_{agua}}{S_s} \right)^2 \cdot (N_b + 1)}{2 \cdot \rho \cdot D_e \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}} \quad (164)$$

El cociente entre las viscosidades dinámicas a la temperatura media de trabajo y a la de la pared de los tubos, se considerará por simplicidad igual a la unidad. La densidad  $\rho$  se obtiene a la temperatura media de operación de fluido en el intercambiador, se expresa en  $kg/m^3$ . El número de baffles,  $N_b$ , se obtiene de la expresión 165:

$$N_b = \frac{L_t}{L_b} \quad (165)$$

Donde  $L_t$ , es la longitud del tubo por paso, en metros. El espaciamiento entre baffles,  $L_b$ , variará según lo recogido en la tabla 24. El resultado se redondea al menor número entero. Por último, el coeficiente de fricción  $f_s$  (apuntes transferencia de calor), se calcula con la ecuación 166:

$$f_s = e^{(0,576 - 0,19 \cdot Re)} \quad \text{Si } 400 < Re < 10^6 \quad (166)$$

El cálculo del número de Reynolds, se realiza con la expresión 141. El resto de parámetros necesarios en la aplicación de la ecuación 164, han sido explicados en el apartado 5.3 del trabajo, manteniendo la misma nomenclatura.

Sin embargo, el cálculo de las pérdidas de carga en el evaporador difiere del proceso recientemente explicado. Se supone que la fase de vapor no sufre pérdidas de carga que se deban considerar por su importancia. En el caso del agua líquida, que cubre el exterior de los tubos, como presenta una velocidad muy baja, se aplicará fluidoestática en la columna de líquido (Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos):

$$\Delta p_{carcasa \text{ evap}} = \rho \cdot g \cdot D_s \quad (167)$$

En la expresión 167, se emplea la densidad de la fase líquida a la temperatura de saturación y una presión de 105 bar. Aparece la aceleración de la gravedad,  $g$ , cuyo valor es de  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Finalmente, se supone que todos los tubos se encuentran cubiertos de agua, por lo que la altura de la columna de líquido considerada, será igual al diámetro de la supuesta carcasa que recubriría el banco de tubos,  $D_s$ .

Para el cálculo de las pérdidas de presión en los tubos de los distintos intercambiadores, se emplea la expresión 168 (apuntes de instalaciones y máquinas hidráulicas):

$$\Delta p_{tubo} = \frac{\rho_{sal} \cdot u_m^2}{2} \cdot N_c \cdot \left[ \frac{f \cdot N_p \cdot L_t}{d_i} + \sum K \right] \quad (168)$$

La densidad de la sal,  $\rho_{sal}$ , se calcula a la temperatura media de operación de cada intercambiador, ver tabla 24. De la misma tabla, se puede extraer el diámetro interior de los tubos. La velocidad media de la sal en un tubo,  $u_m$ , se obtiene aplicando la expresión 169:

$$u_m = \frac{\dot{m}_{sal \ 1 tubo}}{\rho_{sal} \cdot A} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{sal} \cdot N_p}{N_t \cdot \pi \cdot d_i^2} \quad (169)$$

Donde el gasto másico de la sal  $\dot{m}_{sal}$ , independientemente del caso considerado, se expresa en  $kg/s$ . El resto de parámetros han sido definidos previamente.

El coeficiente de fricción del lado de los tubos se calculará de dos formas distintas, dependiendo del valor del número de Reynolds. Si el régimen es turbulento se emplea (apuntes de transferencia de calor) la ecuación 170. En caso de que el régimen sea laminar, se utiliza la expresión 186 (apuntes instalaciones y máquinas hidráulicas):

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re_{sal}) - 1,64)^{-2} \quad \text{Si } 3000 \leq Re_{sal} \leq 5 \cdot 10^6 \quad (170)$$

$$f = \frac{64}{Re_{sal}} \quad \text{Si } Re_{sal} < 3000 \quad (171)$$

El valor del número de Reynolds de la sal se calcula aplicando la ecuación 139. El coeficiente de fricción es un parámetro adimensional. Por último, es necesario obtener los distintos coeficientes de pérdidas por singularidades,  $K$ , que aparecen en la expresión 168.

La entrada de la sal a los tubos desde las cámaras plenum, ver figura 104, se calculará como una contracción brusca. En el caso de que la sal salga de los tubos hacia las cámaras correspondientes, se tratará de una expansión brusca. En ambos casos, se define un diámetro equivalente, que sería un conducto ficticio por el que circula la sal que va a ingresar o salir del tubo. Para ello, se debe obtener la proporción de área transversal en el plenum que le corresponde a cada uno de los tubos sellados (departamento de ingeniería térmica y de fluidos). Esto se consigue aplicando la ecuación 172. A partir de este valor, se obtiene el diámetro de un círculo que tiene el mismo área. El denominado diámetro equivalente, se obtiene empleando la ecuación 173.

$$A_{eq} = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4 \cdot N_t} \quad (172)$$

$$D_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{eq}}{\pi}} \quad (173)$$

Para obtener el área equivalente, ecuación 172, se emplea el diámetro de la carcasa  $D_s$ , en metros. Una vez que se ha calculado el diámetro equivalente, se puede obtener el cociente entre este parámetro y el diámetro interior del tubo o viceversa. Estos resultados son necesarios para obtener los coeficientes de pérdidas secundarias de las expansiones y las contracciones. Para ello, se recurre a la gráfica correspondiente (Anexo 3) extraída de los apuntes de la asignatura instalaciones y máquinas hidráulicas.

También se deben tener en cuenta las pérdidas asociadas al cambio de dirección del fluido en las cámaras plenum. Para obtener el valor correspondiente de la gráfica presentada en el Anexo 3, se supone que la distancia al eje de curvatura, denominada R en la gráfica, es igual al diámetro equivalente obtenido al aplicar la ecuación 173. Las curvas que ejerce el fluido son de 90°.

La expresión de los coeficientes de pérdidas secundarias tiene en cuenta las dos contracciones bruscas, otras tantas expansiones bruscas y las cuatro curvaturas que debe realizar la sal desde que ingresa en la primera cámara del intercambiador hasta que abandona el mismo.





## TEMA 6: RESULTADOS

### 6.1 Selección de la ubicación de la planta

En el presente trabajo, tal y como se ha comentado en los objetivos del Tema 1, se desea diseñar una central termosolar con configuración multitorre, analizando los distintos procesos térmicos que se llevan a cabo e intentando caracterizar de una forma rigurosa su funcionamiento. El objetivo es poder aportar datos de la operación del receptor, como la temperatura soportada por los tubos o la cantidad de sal calentada, así como caracterizar la producción de la central y el tamaño de los equipos involucrados.

Se ha seleccionado la ubicación de la planta de forma que la energía solar recibida sea la adecuada para poder operar una central de estas características. Por este motivo, se ha elegido la provincia de Sevilla en el sur de la España peninsular, donde tanto los valores de radiación solar recibida como las horas de insolación se encuentran entre los más altos registrados en la península. La única central de receptor central de sales fundidas en operación en España es la central Gemasolar, que se sitúa en Fuentes de Andalucía, muy cerca del lugar elegido para la central proyectada. En concreto, la central a caracterizar en este trabajo se situará en el término municipal de La Luisiana, que como se puede ver en la imagen de la figura 98, se encuentra muy próximo a la central de Gemasolar.

Para poder llevar a cabo los cálculos necesarios, se tomarán doce días representativos de cada mes, lo que configura el determinado año meteorológico modelo (TMY, por sus siglas en inglés). Gracias al programa *Radiación solar en Andalucía* divulgado por la Agencia Andaluza de la Energía, se pueden obtener los datos de radiación solar, temperatura y velocidad del viento, necesarios en el diseño y estudio de las distintas configuraciones multitorre.



**Figura 98 Imagen aérea del emplazamiento elegido para la central termosolar. Fuente: Google Maps.**

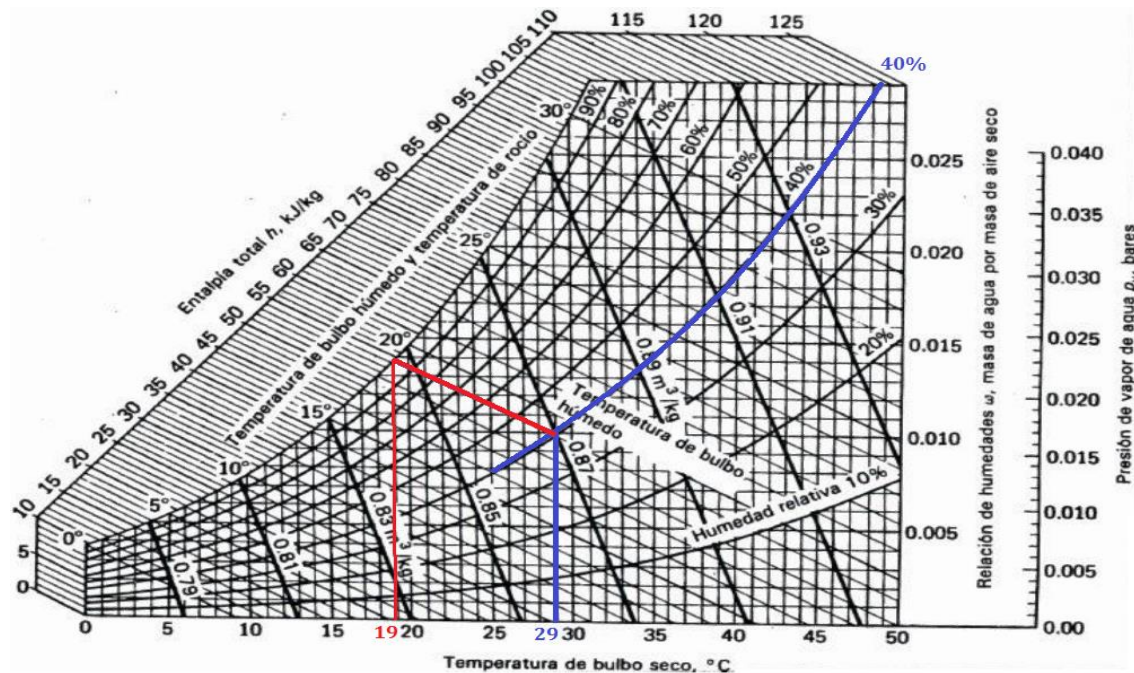
La información recogida en el programa procede de las distintas estaciones meteorológicas distribuidas por la comunidad autónoma andaluza. Estas estaciones realizan mediciones al menos cada 15 minutos. Con dichas mediciones, se realiza un año de diseño promediado con la información obtenida de las estaciones meteorológicas, para un emplazamiento dado (Agencia Andaluza de la Energía).

Para extraer la información necesaria, en primer lugar, se ha seleccionado la localidad de la Luisiana, en cuyo término se instalará la central. A continuación, se han elegido los parámetros necesarios, es decir, la radiación directa normal para cada hora y los valores medio de temperatura ambiente, humedad relativa y velocidad del viento. Para facilitar el manejo de toda la información, estos datos se almacena en hojas de cálculo del programa Microsoft Excel 2013.

Día del año	Velocidad ( $m/s$ )	Temperatura media del ambiente ( $^{\circ}C$ )	Humedad relativa (%)
14 de enero	1	8	82
12 de febrero	1	10	77
15 de marzo	2	14	75
17 de abril	2	15	66
12 de mayo	2	18	63
15 de junio	1	26	43
13 de julio	1	26	41
19 de agosto	1	27	44
13 de septiembre	1	24	53
18 de octubre	1	18	76
11 de noviembre	1	12	73
14 de diciembre	1	10	81

**Tabla 25. Velocidad del viento, temperatura ambiente y humedad relativa recogidos en la estación meteorológica cercana a la localidad de La Luisiana. Fuente: Agencia Andaluza de la Energía.**

Con cada pareja de valores de temperatura ambiente y humedad, se ha obtenido la temperatura de bulbo húmedo de los días seleccionados. Este dato es necesario en el cálculo de la emisividad del cielo, ecuación 60. El proceso llevado a cabo, se recoge en la figura 99, para un caso donde se conocen la temperatura ambiente o de bulbo seco ( $29^{\circ}\text{C}$ ) y la humedad relativa (40%). El valor de la temperatura de bulbo húmedo, para el caso considerado, es de  $19^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 99 . Ejemplo de obtención de la temperatura de bulbo húmedo de un diagrama psicrométrico. Fuente: adaptado de los apuntes de sistemas térmicos.**

Si se procede de forma similar con el conjunto de datos disponibles para cada día, se obtienen las siguientes temperaturas de bulbo húmedo, expresadas en  $^{\circ}\text{C}$ :

Día del año	Temperatura de bulbo húmedo ( $^{\circ}\text{C}$ )
14 de enero	6,5
12 de febrero	8,0
15 de marzo	11,5
17 de abril	11,3
12 de mayo	13,5
15 de junio	17,3
13 de julio	17,0
19 de agosto	18,3
13 de septiembre	17,3
18 de octubre	15,3
11 de noviembre	9,5
14 de diciembre	8,0

**Tabla 26 Temperatura de bulbo húmedo obtenida del diagrama psicrométrico para el emplazamiento de la central. Fuente: elaboración propia.**

El clima que predomina en la zona sur peninsular, donde se encuentra situada la planta termosolar, provoca que los meses más calurosos sean los de junio, julio y agosto. Por otra parte, los días más secos pertenecen al mes de julio. También se observa que las temperaturas alcanzadas en invierno no son extremadamente bajas y que el viento no es un fenómeno meteorológico de importancia en el clima de la zona.

En la tabla 27 se presentan los datos de radiación solar medida, en concreto cada casilla de la tabla corresponde a la energía directa (por unidad de superficie en perpendicular al sol), irradiada por el sol durante una hora del día considerado. En las primeras filas de la tabla 27, se muestran los días seleccionados de cada mes y en la fila siguiente, la posición del día dentro del año. Este último valor es necesario para calcular la posición del Sol a través de la ecuación 24. Atendiendo a los datos de radiación directa recopilados, se observan en la tabla 30 las horas y días donde la insolación es mayor. Estos valores se registran en las horas centrales del día, en torno a las doce hora solar durante los meses de verano. Se distinguen del resto porque aparecen sombreados con tonos rojizos. A medida que los datos de radiación directa son menores, el tono de las celdas se vuelve amarillo e incluso verde con los valores más pequeños o los que son cero.

Hacia el final de la tabla 27, se muestra la radiación total recibida cada día y el porcentaje que cada una representa del total de los doce días considerados. Si se extrapolan estos resultados a cada mes, se puede ver que en los meses de junio y julio se recibirá algo más de un 25 % de la radiación que alcanzará el campo solar en todo un año.

Una vez recopilada toda la información meteorológica, se pueden llevar a cabo los diferentes cálculos asociados a las distintas configuraciones de plantas termosolares. De esta forma, se podrá conocer el funcionamiento de todas ellas en las condiciones reales del emplazamiento seleccionado.



	Días seleccionados											
	14 de enero	12 de febrero	15 de marzo	17 de abril	12 de mayo	15 de junio	13 de julio	19 de agosto	13 de septiembre	18 de octubre	11 de noviembre	14 de diciembre
Hora	14	43	74	107	132	166	194	231	256	291	315	348
5:00	0	0	0	0	0	383,6	419,5	0	0	0	0	0
6:00	0	0	0	281,5	328,9	452,1	491,9	429,2	316,9	0	0	0
7:00	0	198,1	252,8	360,1	399	520,7	564,3	512,4	407,6	170,2	130,8	0
8:00	247,6	295,2	336,3	433,4	464,4	584,5	631,7	590	492,2	256,9	226,7	191,4
9:00	338,2	378,6	408,1	496,4	520,5	639,4	689,7	656,5	564,8	331,3	309,1	279,5
10:00	407,6	442,5	463,1	544,7	563,5	681,5	734,2	707,6	620,5	388,5	372,3	347
11:00	451,3	482,8	497,7	575	590,6	707,9	762,1	739,7	655,6	424,4	412,1	389,5
12:00	466,2	496,5	509,5	585,4	599,8	717	771,6	750,7	667,5	436,6	425,6	404
13:00	451,3	482,8	497,7	575	590,6	707,9	762,1	739,7	655,6	424,4	412,1	389,5
14:00	407,6	442,5	463,1	544,7	563,5	681,5	734,2	707,6	620,5	388,5	372,3	347
15:00	338,2	378,6	408,1	496,4	520,5	639,4	689,7	656,5	564,8	331,3	309,1	279,5
16:00	247,6	295,2	336,3	433,4	464,4	584,5	631,7	590	492,2	256,9	226,7	191,4
17:00	0	198,1	252,8	360,1	399	520,7	564,3	512,4	407,6	170,2	130,8	0
18:00	0	0	0	281,5	328,9	452,1	491,9	429,2	316,9	0	0	0
19:00	0	0	0	0	0	383,6	419,5	0	0	0	0	0
Radiación total día	3355,6	4090,9	4425,5	5967,6	6333,6	8656,4	9358,4	8021,5	6782,7	3579,2	3327,6	2818,8
Porcentaje del total	5,03%	6,13%	6,63%	8,94%	9,49%	12,97%	14,03%	12,02%	10,17%	5,36%	4,99%	4,22%

Tabla 27 . Radiación directa medida en el lugar de instalación de la central, expresada en Wh/m<sup>2</sup>. Fuente: elaboración propia.



## 6.2 Casos a estudiar

### 6.2.1 Grupo de casos principales y secuencia de estudio

En este trabajo se diseña una central termosolar con tecnología de receptor central en una configuración multitorre. En primer lugar, debido al gran número de parámetros que pueden influir en la operación de la central, se ha seleccionado arbitrariamente un tamaño de campo solar igual a  $500.000 \text{ m}^2$ . Este es un tamaño intermedio entre los existentes en la actualidad para centrales de torre. Así, Gemasolar ocupa unas 185 hectáreas, que equivalen a  $1.850.000 \text{ m}^2$ . Sin embargo, Sierra Sun Tower apenas ocupa unos  $80.000 \text{ m}^2$ , o lo que es lo mismo unas 8 hectáreas.

Una vez seleccionado el tamaño del terreno, la distribución de los heliostatos se obtendrá a través de la función *CampoSolarMT2.m* descrita en el apartado 3.2.1. El campo de heliostatos tendrá una disposición rectangular, lo más próxima posible a un cuadrado de área equivalente, cuya dimensión mayor estará orientada en la línea Este-Oeste. Para evitar interferencias, se eliminarán los heliostatos que rodean a la torre de cada receptor. En este momento, se conoce el área reflejante de la que dispone la planta en función del número de heliostatos colocados y su superficie.

La selección del resto de parámetros que se deben definir, se efectuará en función de los resultados que se obtengan para la operación de la central. En particular, se estudiarán los siguientes casos, ver tabla 28, donde se variará el número de torres presentes en el campo solar y se modificará la configuración del receptor a través del número de paneles.

Tamaño del campo	Número de torres							
	5	10	15	20	25	30	35	40
500.000	1 panel por lado							
	2 paneles por lado							
	3 paneles por lado							

**Tabla 28 . Grupo de casos a estudiar para obtener la configuración de la central termosolar. Fuente: elaboración propia.**

Fijado el tamaño de terreno, se realizarán configuraciones que varían en número de torres, o lo que es lo mismo, de receptores centrales. Las configuraciones abarcarán desde las cinco torres hasta las cuarenta en incrementos de cinco torres. También se variará la configuración del receptor de cada una de las disposiciones anteriores. Se comenzará por situar un panel por lado hasta llegar a los tres paneles por lado, que corresponde a seis paneles en total. Por tanto, se realizará un total de cuarenta casos que proporcionarán la mejor configuración para la central que se pretende diseñar.

Una vez elegida la configuración más adecuada, se realizará un análisis comparativo con una planta cuyo campo solar esté completo, es decir, que incluya también los heliostatos

que rodean a cada receptor. Se comprobará si la introducción de estos nuevos espejos acarreará una mejora sustancial del rendimiento total de la central o de la potencia nominal generada.

En función de los resultados de esta comparación, se realizará el diseño final de la central. De este modo se conocerán las temperaturas máximas que alcanzan los tubos de los receptores, la cantidad de sal calentada, el calor absorbido o el que alcanza al receptor. Se puede determinar así el proceso de calentamiento seguido por la sal en cada hora, de cada día representativo elegido.

A continuación, se llevará a cabo el diseño de los intercambiadores de calor que forman el grupo generador de vapor. Se comprobará si la potencia térmica que es necesaria intercambiar entre los fluidos, para que el ciclo de vapor opere correctamente, se puede realizar en equipos con dimensiones factibles desde el punto de vista técnico y constructivo.

Por último, se analizará el impacto ambiental de la operación de la planta termosolar a lo largo de un año. Se calculará el ahorro de emisiones de  $CO_2$  a la atmósfera en comparación con una central de ciclo combinado de potencia útil similar.

### ***6.2.2 Grupo de casos secundarios y secuencia de estudio***

Una vez hecho el diseño de la central con configuración multitorre, se estudiará la evolución de los parámetros más importantes en la caracterización del funcionamiento de una central termosolar en función del tamaño del terreno y del número de torres. Para simplificar este estudio, se emplearán únicamente receptores con un panel por lado en configuraciones multitorre.

Los parámetros estudiados serán la temperatura máxima anual alcanzada en la superficie exterior de los tubos, el rendimiento anual de la central y el gasto másico de diseño obtenido en cada una de ellas. Se han decidido estos valores ya que el primero de ellos es un factor limitante de operación considerando el estado de la tecnología de materiales. El segundo parámetro ayuda a comprender el grado de aprovechamiento de la energía solar y a evaluar de una forma más precisa la mejora de una configuración a otra. Por último, el gasto másico de diseño es un valor orientado al desarrollo de futuros trabajos involucrando transitorios y que permite conocer en poco tiempo, valores tan representativos como son la potencia nominal de una central o la producción energética de la misma.

En esta ocasión, se han seleccionado un gran número de casos a estudiar, que se presentan en función del área del campo solar y del número de torres en la tabla 29:



<b>Número de torres</b> <b>Área de campo</b>	<b>1</b>	<b>5</b>	<b>10</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>30</b>	<b>35</b>	<b>40</b>
<b>80.000</b>	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
<b>100.000</b>	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
<b>200.000</b>	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
<b>300.000</b>	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
<b>400.000</b>	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
<b>500.000</b>	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
<b>1.000.000</b>	✓	✓	✓	x	✓	x	x	x	✓

**Tabla 29. Grupo de casos a estudiar para obtener la evolución de distintos parámetros que caracterizan las centrales termosolares. Fuente: elaboración propia.**

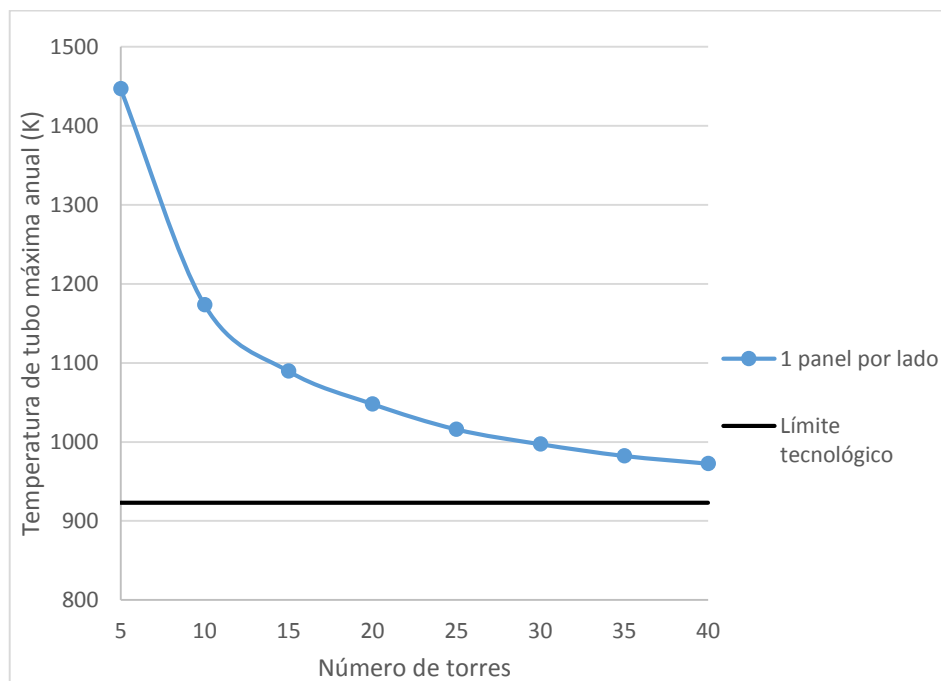
Como se puede ver en la tabla 29, también se presentará la evolución de los distintos parámetros a estudiar en el caso de una configuración de campo solar con un único receptor. Los tamaños de campo elegidos parten del empleado en la central de Sierra Sun Tower, 80.000  $m^2$  hasta alcanzar las 100 hectáreas.

Debido al tiempo requerido para la ejecución de los programas, el mayor tamaño de campo que se estudiará corresponde a un millón de metros cuadrados. Estas dimensiones se superan actualmente en varias centrales de receptor único, pero están alejadas del alcance que se pretende que tengan las configuraciones multitorre. Estas últimas, están orientadas a la utilización de extensiones menores, ya que presentan como principal ventaja su capacidad modulable y ajustable a extensiones de terreno de área más irregular.

## 6.3 Diseño de una central termosolar con configuración multitorre

### 6.3.1 Selección de la configuración empleada

El principal parámetro limitante en la operación de una central termosolar es la temperatura que alcanzan los tubos del receptor. Sobre ellos, impacta la radiación concentrada por los heliostatos que enfocan a esa torre mientras que por el interior circulan las sales fundidas que absorben al calor generado. Para evitar daños sobre los tubos, estos no deben superar la temperatura de unos 650°C o 923,15 K (Rodríguez-Sánchez y otros, 2013). En el primer caso a analizar, tabla 28, se ha optado por seleccionar la configuración de receptor más sencilla, es decir, un receptor con un panel por cada lado (casos con 1 panel por lado en la 28) lo que abarata los costes de fabricación por su simpleza técnica respecto a receptores con mayor número de paneles. La figura 100 representa los resultados de temperatura máxima de tubos para esos casos de un solo panel por lado en el receptor. Para el cálculo de los resultados de temperatura máxima se ha utilizado el procedimiento desarrollado en el del presente trabajo

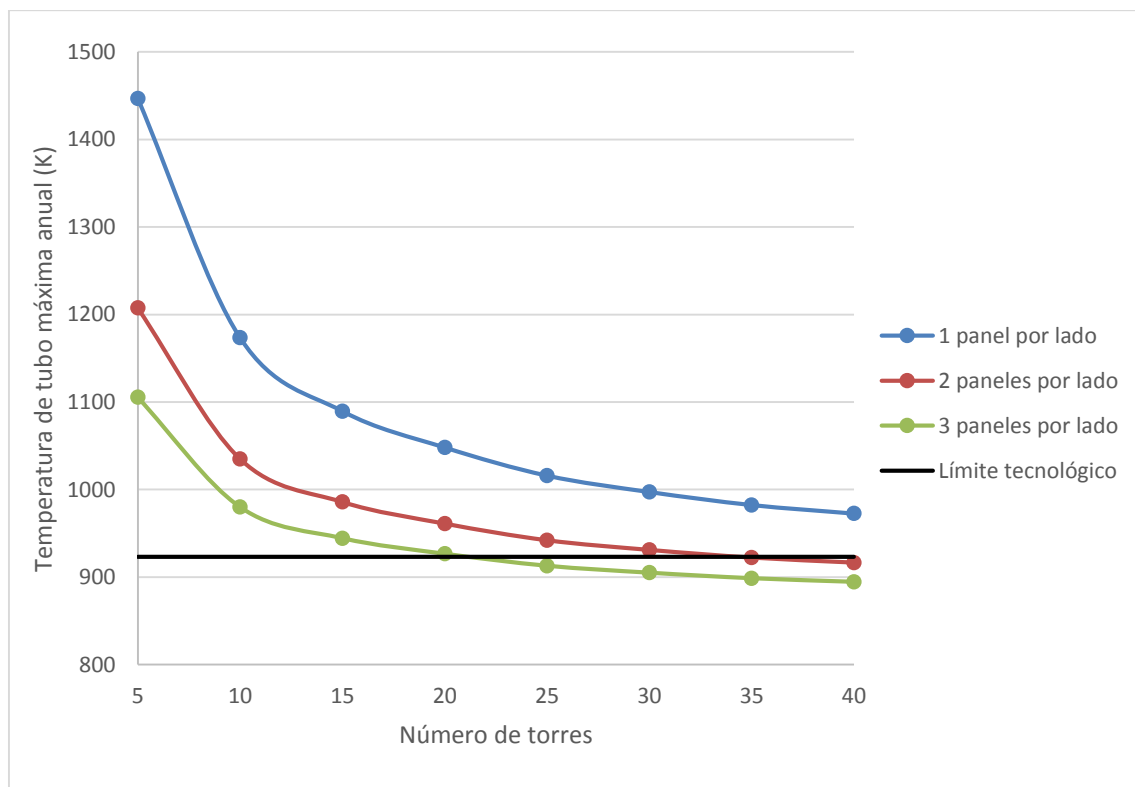


**Figura 100 . Evolución de la temperatura exterior de tubo, con receptores de un solo panel por lado. Fuente: elaboración propia.**

En vista de los resultados de la figura 100, cualquier configuración seleccionada con receptores de un único panel por lado, no es viable desde el punto de vista térmico, ya que los materiales de los tubos terminarían dañándose gravemente provocando fallos y paradas en la central.

En estos resultados de la figura 100, el calentamiento de los tubos se produce porque la sal debe circular muy despacio para alcanzar la temperatura a la que se encuentra el tanque caliente ( $565^{\circ}\text{C}$ ), en el último receptor. Con el empleo de un único panel por lado, la absorción de calor solo se produce en el tiempo en el que las sales fundidas recorren el tubo por el que circulan, cuya longitud equivale con la altura efectiva del receptor. El aumento del número de paneles hará disminuir el número de tubos efectivos por los que se introduce la sal, pero aumenta el recorrido seguido por la misma. Así, si los receptores disponen de dos paneles por lado, las sales absorberán calor durante el recorrido de dos conductos, cada uno perteneciente a uno de los paneles que componen cada camino. En total el flujo de sal recorre en la torre una longitud equivalente a dos veces la altura del receptor. Por lo tanto para recibir un calor neto, el flujo no tendrá que ir tan lento como con un solo panel. De esta forma, se facilita la transferencia de calor a las sales fundidas, pues las sales que pueden circular a mayor velocidad, lo cual provoca una mayor la refrigeración de los tubos.

La acción refrigerante del fluido que circula por el interior de los tubos aumentará a medida que recorra un mayor número de paneles. Sin embargo, debido a la complejidad técnica y a las reducidas dimensiones de los receptores empleados en las configuraciones multitorre, se selecciona un número máximo de tres paneles por lado.



**Figura 101. Evolución de la temperatura exterior de tubo para un campo de  $500.000 \text{ m}^2$  y varias configuraciones de receptores. Fuente: elaboración propia.**

La tendencia que experimenta la temperatura máxima alcanzada en la superficie exterior de los tubos receptores es decreciente tanto con el número de torres como con el aumento

del número de paneles por lado. Algunas de las configuraciones consiguen operar con temperaturas por debajo del límite impuesto por los materiales o ligeramente por encima del mismo, ver figura 101. Se supondrán factibles todas aquellas disposiciones que se encuentren por debajo del límite impuesto más diez grados (660°C) que se estiman como tolerancia ante posibles variaciones ocasionadas en el proceso iterativo.

En la tabla 30, se recogen las temperaturas máximas anuales que alcanzan los tubos en todas las configuraciones, resaltando aquellas que son tecnológicamente factibles en la actualidad:

<b>Nº de torres</b> <b>Paneles por lado</b>	<b>5</b>	<b>10</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>30</b>	<b>35</b>	<b>40</b>
<b>1</b>	1446,74	1173,43	1089,57	1048,10	1015,98	997,29	982,41	972,64
<b>2</b>	1207,42	1034,90	985,78	961,08	942,05	931,05	922,25	916,52
<b>3</b>	1105,31	979,99	944,39	926,62	912,91	904,97	898,67	894,54

**Tabla 30. Temperatura máxima alcanzada en la superficie exterior de los tubos, expresada en Kelvin, para las distintas configuraciones de 500.000 m<sup>2</sup>. Fuente: elaboración propia.**

A continuación, para seleccionar la configuración definitiva se debe atender al rendimiento total de la central, que se define como:

$$\eta_{tot} = \eta_{receptor} \cdot \eta_{\text{óptico}} \cdot \eta_{\text{pérdidas calor}} \cdot \eta_{\text{ciclo}} \quad (174)$$

El resultado obtenido tras aplicar la ecuación 174 está expresado en tanto por uno, aunque en la mayoría de ocasiones se suele emplear como un tanto por ciento, lo que consiste en multiplicar dicho valor por cien.

Donde  $\eta_{receptor}$  es el rendimiento del receptor que expresa la cantidad de calor absorbida por la sal en todos los receptores durante un año frente al calor que incide en los tubos de los receptores durante el mismo periodo de tiempo:

$$\eta_{receptor} = \frac{Q_{abs}}{Q_{llega\ 1\ tubo} \cdot N_{tubos\ efectivos}} \quad (175)$$

$$Q_{abs} = \left( \sum_{\text{días}} \left( \sum_{\text{horas}} \left( \sum_{\text{receptores}} q_{abs} \cdot 3600^{s/h} \right) \right) \right) \cdot N_{tubos\ efectivos} \quad (176)$$

$$Q_{llega\ 1\ tubo} = \sum_{\text{días}} \left( \sum_{\text{horas}} \left( \sum_{\text{receptores}} q_{llega\ 1\ tubo} \cdot 3600^{s/h} \right) \right) \quad (177)$$

Los resultados de aplicar las ecuaciones 176 y 177 se expresan en Julios. El número de tubos efectivos,  $N_{\text{tubos efectivos}}$ , es el número de tubos por los que se introduce la sal en cada receptor y que se obtiene de la tabla 15. El valor de  $q_{\text{abs}}$  se obtiene con la ecuación 88 (Apartado 4.2) y  $q_{\text{llega 1 tubo}}$  se calcula aplicando la siguiente ecuación:

$$q_{\text{llega 1 tubo}} = P_{\text{torre}} \frac{A_c}{A_{\text{torre}}} \quad (178)$$

El valor de  $P_{\text{torre}}$ , que consiste en la potencia que alcanza cada receptor central, se calcula con la ecuación 38 y se expresa en vatios. Las áreas del cielo  $A_c$  y de la torre  $A_{\text{torre}}$ , en metros cuadrados, están definidas en las ecuaciones 45 y 47, respectivamente. Es importante resaltar que los cálculos de las ecuaciones 176 a 177 implican la suma a todos los receptores del campo solar, a todas las horas del día con insolación y a todos los días del año. Es por consiguiente un valor de energía anual. Debido a que para cada mes se ha escogido un día representativo, si el sumatorio de 176 a 177 se extendiese únicamente a los 12 días representativos de los 12 meses del año, entonces para obtener el valor anual del calor en las ecuaciones 176 a 177 habría que dividir por 12 y multiplicar por 365 días anuales.

El rendimiento óptico, empleado en la definición del rendimiento total, es el cociente entre el calor que alcanza los tubos por los que circula la sal y la potencia recibida del campo de heliostatos:

$$\eta_{\text{óptico}} = \frac{q_{\text{llega 1 tubo}} \cdot N_{\text{tubos efectivos}}}{N_{\text{heliostatos}} \cdot A_{\text{heliostato}} \cdot Q''_{\text{sol meteorológica}}} \quad (179)$$

El área de cada heliostato,  $A_{\text{heliostato}}$ , se expresa en metros cuadrados y coincide con su superficie reflejante, cuyo valor se presenta en la tabla 16. El número de heliostatos que forman el campo solar empleado, donde se han eliminado aquellos que rodean a las torres, es de 44850 espejos. Por último, el parámetro  $Q''_{\text{sol meteorológica}}$ , hace referencia al calor en forma de radiación directa procedente del Sol por unidad de superficie en perpendicular al mismo. Este valor se expresa en  $J/m^2$  y se calcula como:

$$Q''_{\text{sol meteorológica}} = \sum_{\text{días}} \left( \sum_{\text{horas}} q''_{\text{sol meteorológico}} \cdot 3600 \text{ s/h} \right) \quad (180)$$

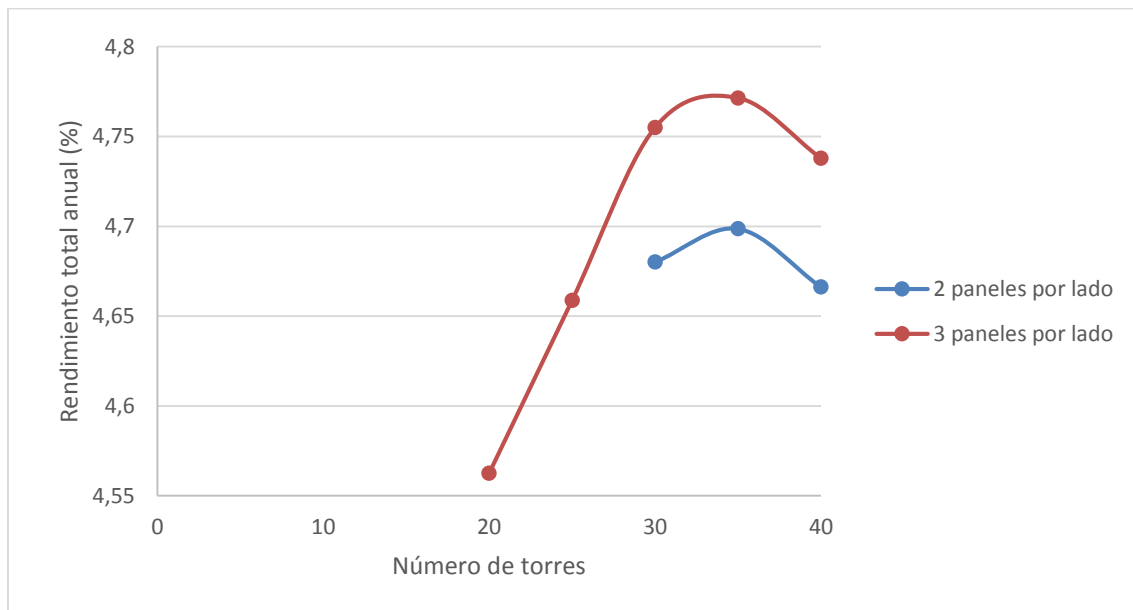
Los valores de radiación directa en  $Wh/m^2$ , son los presentados en la tabla 27.

Por último, los rendimientos que faltan por conocer son: el rendimiento del ciclo termodinámico de potencia empleado,  $\eta_{\text{ciclo}}$ , cuyo valor 0,3709 se recoge en la tabla 23; y el rendimiento por pérdidas de calor en los conductos que llevan la sal desde el tanque de almacenamiento de sales frías hasta los receptores y que unen unos con otros hasta el

tanque de sales calientes. Se supondrán unas pérdidas del 2 % del calor absorbido en los receptores, quedando el rendimiento definido como:

$$\eta_{\text{pérdidas calor}} = \frac{Q_{\text{abs final}}}{Q_{\text{abs}}} = 0,98 \quad (181)$$

En este momento, se puede analizar la evolución del rendimiento total anual, ecuación 174, para los casos remarcados en la tabla 30, los cuales ya cumplen la limitación impuesta por los materiales de los tubos.

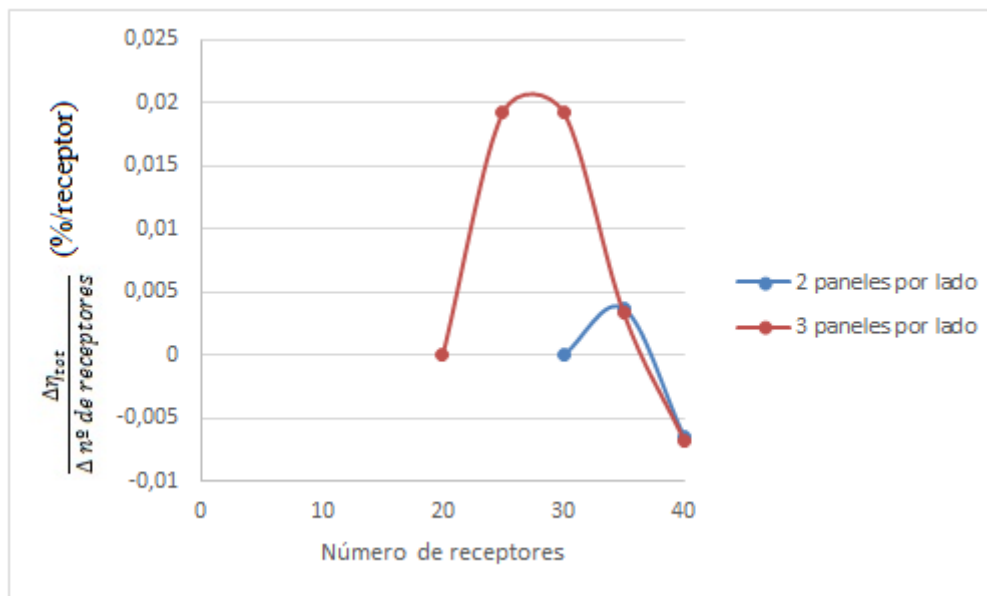


**Figura 102. Evolución del rendimiento total anual de la planta termosolar para las configuraciones térmicamente factibles de receptores. Fuente: elaboración propia.**

Sin realizar ningún otro análisis parecería razonable escoger aquella configuración que reportase un mayor rendimiento total anual, que se corresponde con un caso en el que se dispone de 35 receptores, es decir de 35 torres, en un terreno de  $500.000 \text{ m}^2$ . No obstante, se muestra como el incremento de rendimiento de dicha configuración respecto a la anterior de 30 torres es muy reducido. Sin embargo el rendimiento desde 30 torres a 20 torres decae enormemente. Por ello, se hace necesario un análisis en el que se tenga en cuenta de alguna forma el incremento del coste y de la dificultad operativa incurridos al disponer de un mayor número de receptores. Desde este punto de vista, la configuración de 30 torres sería la más adecuada, pues tiene un rendimiento cercano al máximo para un número de torres lo menor posible. Esta elección también puede entenderse si se define el siguiente parámetro que equivale a la derivada del rendimiento con respecto al número de receptores:

$$\frac{\Delta \eta_{\text{tot}}}{\Delta n^{\circ} \text{ de receptores}} = \frac{\Delta \eta_{\text{tot}}}{5} \quad (182)$$

Donde el incremento del rendimiento total anual para cada configuración, se obtiene como la diferencia entre el rendimiento propio de esa disposición menos el de la configuración anterior, ambos en tanto por ciento. El incremento del número de receptores siempre es constante e igual a 5. En los casos iniciales para cada número de paneles, el incremento se supone igual a cero, ya que no existe una disposición factible anterior.



**Figura 103. Evolución del incremento del rendimiento total anual frente al incremento del número de receptores para las configuraciones térmicamente factibles. Fuente: elaboración propia.**

Como se puede comprobar gracias a la figura 103, llega un momento en el que no resulta adecuado aumentar el número de receptores presentes en el campo solar, ya que la ganancia, en lo que a rendimiento total anual se refiere, es insignificante y existe un incremento en el coste de la instalación. Ello se traduce en un valor bajo de la derivada del rendimiento frente al número de torres. Esto ocurre, por ejemplo, en la configuración de 35 receptores si se compara con la de 30. Se puede ver cómo el incremento debido a esos cinco receptores de diferencia es muy bajo, frente al que se venía produciendo en los casos de 25 y 30 torres, en los receptores de tres paneles por lado.

Por tanto, a la vista de los resultados obtenidos de las dos gráficas anteriores, parece razonable seleccionar como caso base del análisis la configuración de 30 torres con receptores que disponen de tres paneles por lado. Su rendimiento se sitúa por encima del de cualquier configuración con dos paneles por lado y a su vez, es la última configuración que presenta un incremento de rendimiento relativamente elevado por incremento del número de torres.

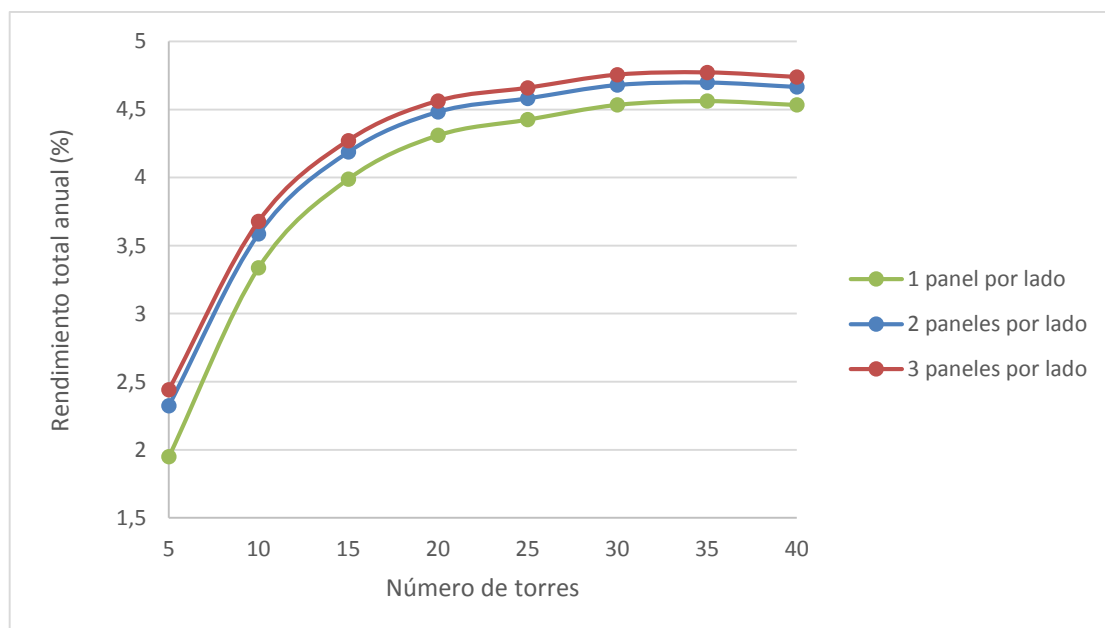


En la tabla 31 se muestran los datos empleados en la elaboración de la figura 103, es decir, el incremento total anual en tanto por ciento frente al incremento del número de receptores, para los casos considerados. Se resalta el valor de la configuración elegida.

Nº de torres Paneles por lado	Nº de torres				
	20	25	30	35	40
2	-	-	0	0,0037	-0,0065
3	0	0,01924	0,01924	0,0033	-0,0067

**Tabla 31. Incremento del rendimiento total anual frente al incremento del número de receptores, expresado en (%/receptor). Fuente: elaboración propia.**

Una vez seleccionada la configuración base del presente trabajo, es interesante analizar los valores de rendimiento que se obtendrían para el resto de configuraciones recogidas en la tabla 28, con el objetivo de entender más a fondo la tecnología multitorre y su comportamiento frente a la variación del número de paneles.



**Figura 104. Evolución del rendimiento total anual para un campo de 500.000 m<sup>2</sup> y varias configuraciones de receptores. Fuente: elaboración propia.**

En la figura 104 se observa la influencia del número de receptores sobre el rendimiento total anual. Este aumenta hasta un valor máximo que se alcanza con un número determinado de torres, en los tres casos estudiados se produce para 35 torres. Por otra parte, se observa cómo el aumento del número de paneles también contribuye a elevar el rendimiento total anual de la central. Estos comportamientos han sido explicados anteriormente. Los valores registrados para las configuraciones con tres paneles por cada lado, es decir, seis paneles en total; disponen de mejores rendimientos que las respectivas configuraciones de los otros casos estudiados. Los valores obtenidos para todas las

disposiciones estudiadas, se recogen en la tabla 32, resaltando el valor de la configuración base elegida:

<b>Nº de torres</b> <b>Paneles por lado</b>	<b>5</b>	<b>10</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>30</b>	<b>35</b>	<b>40</b>
<b>1</b>	1,950	3,337	3,989	4,310	4,425	4,534	4,562	4,534
<b>2</b>	2,325	3,586	4,187	4,483	4,582	4,680	4,699	4,666
<b>3</b>	2,442	3,678	4,272	4,563	4,659	4,755	4,771	4,738

**Tabla 32. Rendimiento total anual expresado en tanto por ciento. Fuente: elaboración propia.**

### *6.3.2 Comparación de la configuración elegida con otra equivalente que dispone de heliostatos rodeando a cada torre*

En este apartado, se pretende analizar la influencia de la eliminación de los heliostatos adyacentes a los receptores sobre el rendimiento total anual y sobre la potencia nominal de la central termosolar para la configuración de 30 torres del caso base seleccionado en el apartado 6.3.1. Todas las configuraciones estudiadas hasta ahora, incluida la disposición base elegida, carecían de los heliostatos circundantes a las torres para minimizar la interferencia con mismos con la torre y sus sistemas asociados (elementos estructurales, caminos de servicio, redes de transporte de fluidos, etc.). Por tanto, se analizará la misma configuración de 30 receptores en un terreno de 500.000 m<sup>2</sup> con un campo de cubierto de heliostatos al completo, lo que incluye las cercanías de cada torre.

En el cálculo del rendimiento total, uno de los parámetros que varía es el número de heliostatos que componen el campo, siendo mayor el número de ellos en el caso del campo cubierto de heliostatos al completo. La variación de este valor, provocará cambios en el calor absorbido en los tubos y en el calor que alcanza cada receptor, ya que se espera que la radiación concentrada sea ligeramente mayor.

Por tanto, los únicos rendimientos que variarán en la ecuación 174 serán el del receptor (ecuación 175) y el óptico (ecuación 179), el resto de mantendrán iguales en ambos casos. En la siguiente tabla, se muestran los valores que difieren de una configuración a otra, en lo que a rendimientos se refiere:

Parámetro	Campo completo de heliostatos	Campo de heliostatos sin espejos que rodean a las torres	Diferencia relativa
Numero de heliostatos	45090	44850	$5,323 \cdot 10^{-3}$
$Q_{abs}$	$2,728 \cdot 10^{12}$ J	$2,707 \cdot 10^{12}$ J	$7,698 \cdot 10^{-3}$
$Q_{llega\ 1\ tubo}$	$1,111 \cdot 10^{13}$ J	$1,104 \cdot 10^{13}$ J	$6,301 \cdot 10^{-3}$
$\eta_{receptor}$	0,24558	0,24522	$1,466 \cdot 10^{-3}$
$\eta_{\acute{o}ptico}$	0,53386	0,53346	$7,493 \cdot 10^{-3}$
$\eta_{p\acute{e}rdidas\ calor}$	0,98000		-
$\eta_{ciclo}$	0,37090		-
$\eta_{tot}$	0,04765	0,04755	$2,099 \cdot 10^{-3}$

**Tabla 33. Comparación de parámetros empleados en la definición del rendimiento total para ambas configuraciones del campo de heliostatos. Fuente: elaboración propia.**

La diferencia entre el número de heliostatos del campo completo y del campo sin espejos alrededor de las torres es de 240. Este valor coincide con el producto del número de las torres, es decir, treinta; por el número de heliostatos que rodean a cada torre, en total ocho. Para analizar la diferencia entre los parámetros más relevantes, se hará uso de la definición de la diferencia relativa, que se calculará como:

$$\varepsilon_{rel} = \frac{valor_{campo\ completo} - valor_{sin\ heliostatos\ rodean}}{valor_{campo\ completo}} \quad (183)$$

Los resultados de aplicar la ecuación anterior también se presentan en la tabla 36. Se puede ver que la diferencia relativa entre cualquier par de parámetros es inferior al 1 % en todos los casos, incluido el rendimiento total anual. Por tanto, la mejor configuración sigue siendo la seleccionada hasta ahora, es decir, aquella que ocupa un terreno de  $500.000\ m^2$  y dispone de treinta torres sin heliostatos rodeando a las mismas. Este hecho se fundamenta al ver que las diferencias relativas son muy pequeñas, por lo que un incremento en el número de heliostatos que componen el campo, además de incrementar la interferencia entre torre y heliostatos, aumentaría el coste de mantenimiento y del sistema de seguimiento, sin reportar mejoras considerables.

Para confirmar que la inclusión de heliostatos junto a las torres, con los problemas y costes que ello conlleva, apenas influye en los resultados obtenidos, se analiza también la potencia nominal de una central termosolar en los casos con y sin heliostatos junto a las torres. Para ello, es necesario obtener el gasto másico de diseño que pasa por el intercambiador generador de vapor de la central. El gasto másico de diseño se calcula para el día representativo de abril. Se ha seleccionado el mes de abril porque sus condiciones de insolación hacen que los resultados obtenidos sean un término medio de lo que ocurre a lo largo del año.

$$\dot{m}_{sal\ diseño} = \frac{\sum_{horas} (\dot{m}_{sal\ 1\ tubo} \cdot N_{tubos\ efectivos})}{n^{\circ}\ horas\ de\ funcionamiento\ de\ la\ central} \quad (184)$$

El resultado obtenido en la ecuación 184, expresado en  $kg/s$ , dependerá del número de horas que se estime que la central opera cada día. En todos los casos que se estudian, gracias a la acumulación de calor en depósitos de sal fundida, se supondrá que la generación de electricidad se realizará durante quince horas al día. Este valor se obtiene conociendo el número de horas máximo que la sal puede absorber calor procedente del Sol durante un día. Este hecho tiene lugar en los días de verano, donde las horas de insolación son mayores que durante el resto del año. De esta forma se consigue un valor conservador (es decir, lo menos alto posible) de tiempo y costes de acumulación que asegura que en cualquier día del año las horas diarias de acumulación no son inferiores a las horas diarias de operación de los receptores solares. Atendiendo a los valores presentados en la tabla 27, quince son las horas que como máximo se obtienen de insolación. Esto ocurre en los meses de junio y julio.

Antes de calcular la potencia nominal de la central, es necesario obtener la potencia térmica que cede la sal fundida al agua en el intercambiador de calor de la central. En este caso, debido al sistema de acumulación de la planta, el gasto másico que llega al intercambiador es constante en el tiempo de funcionamiento de la central según se obtiene en la expresión 184.

$$\dot{Q}_{abs\ diseño} = \dot{m}_{sal\ diseño} \cdot c_{p\ sal} \cdot (565 - 290) \quad (185)$$

La potencia térmica que absorbe la sal, obtenida de aplicar la ecuación 185, se expresa en vatios. El calor específico de las sales fundidas,  $c_{p\ sal}$ , se obtiene a una temperatura intermedia entre el tanque caliente y el frío, que se encuentran a  $565^{\circ}C$  y  $290^{\circ}C$ , respectivamente. A la temperatura de  $427,5^{\circ}C$ , el valor obtenido tras aplicar la ecuación 40, reporta un calor específico de  $1516,53\ J/kg \cdot K$ .

A partir de la potencia térmica cedida al vapor por la sal en el intercambiador, se calcula la potencia útil, que es la potencia eléctrica nominal producida por la central:

$$\dot{W}_{\acute{u}til} = \eta_{p\acute{e}rdidas\ calor} \cdot \eta_{ciclo} \cdot \eta_{elect} \cdot \dot{Q}_{abs\ diseño} \quad (186)$$

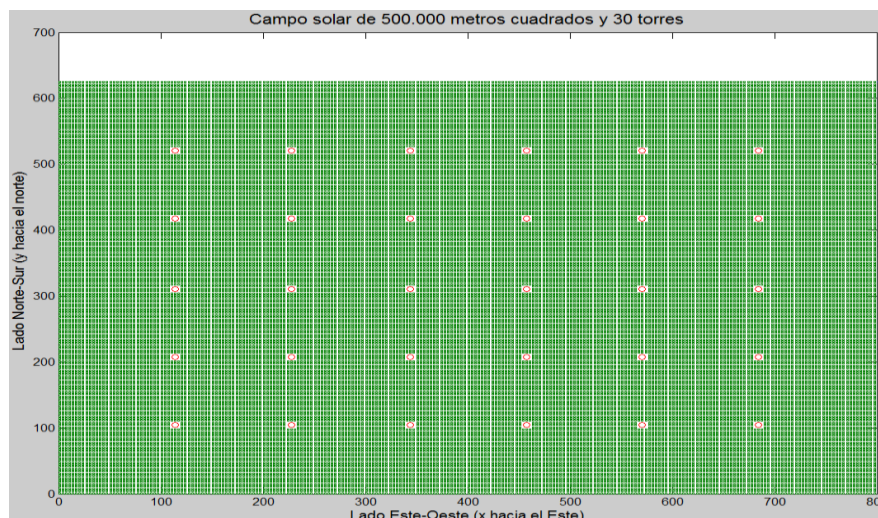
La potencia útil, también denominada potencia neta de la central, se obtiene en vatios tras aplicar la ecuación anterior. El resultado obtenido no tiene en cuenta los autoconsumos de la planta, provocados por los equipos existentes o por el alumbrado de la misma. El rendimiento por pérdidas de calor,  $\eta_{p\acute{e}rdidas\ calor}$ , y el correspondiente al ciclo,  $\eta_{ciclo}$ , adquieren valores de 0,98 y 0,3709 respectivamente. Por otra parte, el rendimiento del generador eléctrico,  $\eta_{elect}$ , se supone igual a la unidad.

A continuación, en la tabla 34, se presentan los valores correspondientes a los dos casos estudiados anteriormente.

Parámetro	Campo completo de heliostatos	Campo de heliostatos sin espejos que rodean a las torres	Error relativo
$\dot{m}_{sal\ diseño}$	16,149 $kg/s$	16,025 $kg/s$	$7,678 \cdot 10^{-3}$
$\dot{Q}_{abs\ diseño}$	6,735 MW	6,683 MW	$7,721 \cdot 10^{-3}$
$\dot{W}_{\acute{u}til}$	2,448 MW	2,429 MW	$7,761 \cdot 10^{-3}$

**Tabla 34. Comparación de parámetros empleados en la obtención de la potencia nominal de la central asociada a ambas configuraciones del campo de heliostatos. Fuente: elaboración propia.**

De nuevo, se comprueba que son insignificantes las diferencias relativas existentes entre las variables extraídas de la configuración con el campo completo y las variables de la configuración sin los heliostatos más próximos a cada torre. Por ejemplo, la diferencia entre la potencia nominal obtenida en ambas configuraciones es de apenas 19 kW. Esto significa que la inclusión de un mayor número de heliostatos no reporta incrementos notables en la potencia útil producida en la central termosolar. Por ello, al igual que hasta ahora, se opta por diseñar la planta a partir de la configuración más sencilla y menos costosa, aquella que ocupa 500.000  $m^2$  y dispone de treinta torres, sin heliostatos a junto a las mismas. En la figura 105, se muestra la disposición de todos los elementos dentro del campo seleccionado.



**Figura 105. Disposición de los heliostatos y las torres en un campo de 500.000  $m^2$ . Fuente: elaboración propia.**

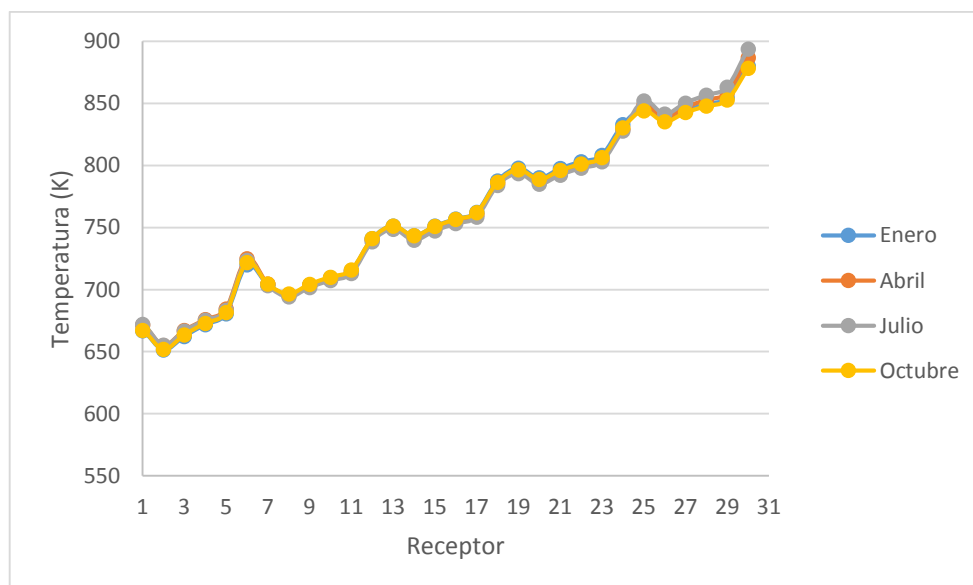
Las dimensiones del campo seleccionado, de 500.000  $m^2$ , son de 800 metros en la dirección Este-Oeste y de 625 metros el lado Norte-Sur. Como se comentó en el (Apartado 3.2.1) se selecciona la configuración rectangular más próxima a la cuadrada, cuya mayor longitud se orienta en la dirección Este- Oeste. En verde, se muestran las posiciones de los heliostatos y en rojo, las torres.

### 6.3.3 Análisis térmico de la central

Gracias al algoritmo de resolución implementado en el script del programa construido en *Matlab*, cuya estructura se muestra en la figura 81, es posible conocer el proceso de calentamiento de las sales fundidas en su recorrido a través de los distintos receptores. El programa también permite conocer la evolución seguida por la temperatura exterior de los tubos, cuyo valor debe ser controlado de forma que se evite superar la temperatura máxima impuesta por el material de los mismos.

Debido a la diferencia de operación de la planta termosolar a lo largo de los diferentes meses del año, los cálculos realizados con el código de *Matlab*, se realizan para cada hora de los días seleccionados como representativos de cada mes.

A continuación, en la figura 106, se representa el aumento de temperatura que experimentan las sales fundidas a lo largo en cada receptor, a las 12:00 hora solar que es cuando las condiciones son más exigidas al ser la insolación máxima. Para observar las diferencias en el proceso, se emplean los días de enero, abril, julio y octubre, que son representativos de las diferentes estaciones del año.



**Figura 106. Evolución de la temperatura exterior del tubo a las 12 hora solar, para cuatro días representativos de cada estación. Fuente: elaboración propia.**

Como se puede ver en la figura 106, la temperatura exterior del tubo tiene un comportamiento similar todos los días representados. Existen una serie de picos, en los que la temperatura aumenta bruscamente, principalmente debido a que un número mayor de heliostatos concentran la radiación sobre esa torre. Estos picos de temperatura son principalmente debidos a que un número mayor de heliostatos concentran la radiación sobre esa torre donde ocurre el pico. Esto provoca que en la siguiente torre la temperatura de los tubos descienda al ser menor la radiación incidente. El recorrido que sigue la sal (apartado 4.1) comienza por la torre situada más al suroeste del campo (esquina inferior



izquierda de la figura 105) y acaba en la torre situada al noreste del mismo (esquina superior derecha de la imagen 105). La sal recorre primero una fila completa de receptores antes de pasar a la siguiente, en un camino de oeste a este y de sur a norte del campo.

Se observan diferencias en los últimos receptores por los que circula la sal, en los que la temperatura que alcanzan los tubos es mayor en los meses más cálidos, junio y abril. De un modo similar, los receptores que se recorren en primer lugar también se ven más afectados por la radiación incidente y la temperatura alta del ambiente, lo que genera mayores temperaturas en los tubos en los meses de primavera y verano. Es importante mencionar que las temperaturas superficiales de tubos de la figura 106 son muy similares para las diferentes estaciones del año debido a que el gasto másico de sal fundida en los receptores es variable para asegurar que la temperatura de salida de los receptores sea la de consigna, 565°C.

Los valores empleados en la elaboración de la gráfica 106, se recogen en la tabla 35. En esta tabla se observa que la temperatura exterior de tubo crece gradualmente, a medida que se calienta la sal que circula por su interior, desde valores cercanos a 400°C hasta temperaturas no superiores a los 621°C, todas ellas inferiores a la temperatura máxima de 650°C límite del diseño.

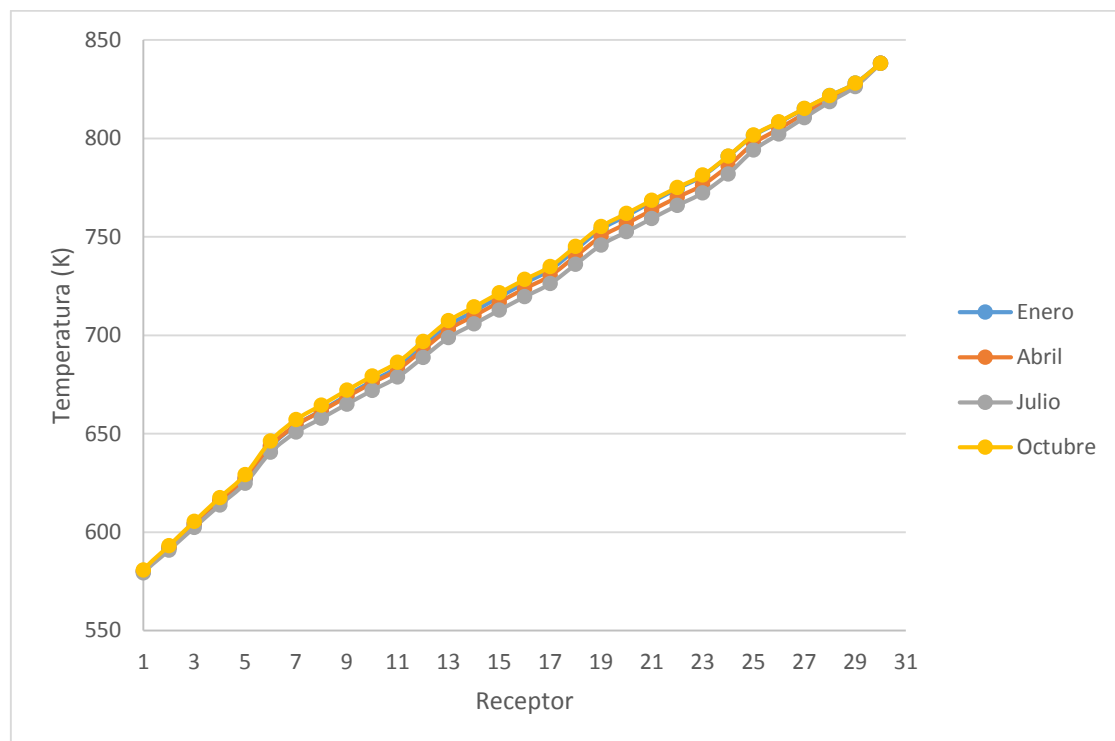
Receptor	Temperatura exterior del tubo (K)			
	Enero	Abril	Julio	Octubre
1	666,78	671,60	672,11	667,09
2	651,50	655,07	655,25	651,81
3	662,31	667,03	666,69	663,43
4	671,86	675,80	675,34	672,86
5	680,60	684,47	683,51	681,58
6	719,98	724,97	723,60	721,88
7	704,03	704,55	703,35	704,43
8	695,68	695,63	694,13	696,50
9	703,77	703,45	701,78	704,34
10	709,56	709,04	707,33	710,07
11	715,35	714,65	712,94	715,89
12	741,14	740,10	738,70	741,07
13	751,30	750,32	748,67	751,18
14	743,38	741,72	739,96	743,43
15	751,16	749,36	747,42	751,01
16	756,97	754,89	753,18	756,60
17	762,40	760,30	758,52	762,03
18	787,54	785,43	783,95	786,47
19	797,90	794,96	793,45	796,60
20	790,07	786,91	785,05	788,89
21	797,62	794,28	792,34	796,00
22	803,16	799,57	797,89	801,37
23	808,33	804,84	803,14	806,48
24	832,97	829,06	827,94	830,34



<b>25</b>	845,54	848,48	852,00	844,15
<b>26</b>	836,67	838,54	841,39	835,36
<b>27</b>	844,13	846,75	850,34	842,69
<b>28</b>	849,51	852,78	856,71	847,80
<b>29</b>	854,60	858,47	863,18	852,89
<b>30</b>	880,14	886,91	893,88	878,29

**Tabla 35. Temperatura exterior de los tubos de cada torre, a las 12 hora solar, para los días de enero, abril, julio y octubre, representativos de cada estación. Fuente: elaboración propia.**

Un análisis similar se puede realizar sobre el incremento de temperatura que experimentan las sales fundidas en su recorrido a través de los distintos receptores. En la imagen 107, se muestra este proceso de calentamiento.



**Figura 107. Evolución de la temperaturas las 12:00 hora solar, para cuatro días representativos de cada estación. Fuente: elaboración propia.**

En la figura 107 apenas se aprecian diferencias para la temperatura de la sal entre las distintas estaciones del año. Se observa como la temperatura de la sal es algo más alta en los meses más fríos, enero y octubre, en los receptores intermedios del campo de heliostatos. Esto es debido a las mayores pérdidas de calor hacia el exterior en los meses más fríos, lo que obliga a elevar la temperatura media de la sal en los receptores intermedios para compensar dichas pérdidas. En los meses más cálidos, el calentamiento es más importante en las últimas torres, pues las pérdidas de calor son menores, y se disminuye así la diferencia con los días fríos.

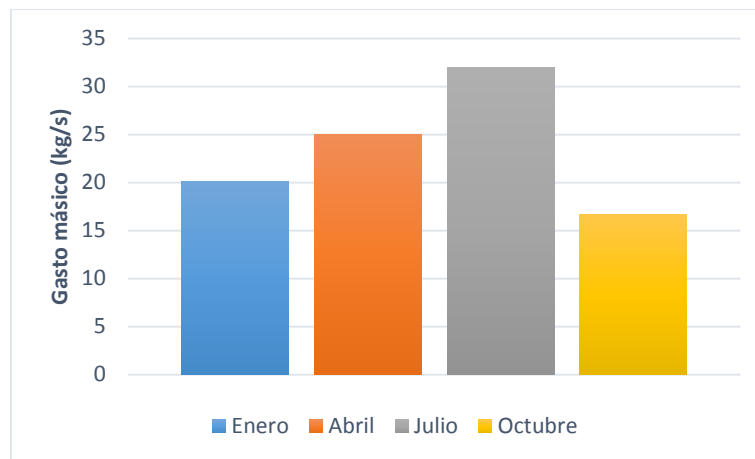
En la tabla 36 se presentan los valores de la temperatura de la sal, para los cuatro días seleccionados, a las 12:00 hora solar.

Receptor	Temperatura de la sal (K)			
	Enero	Abril	Julio	Octubre
1	580,05	580,07	579,28	580,74
2	591,95	592,03	590,75	593,05
3	603,88	604,19	602,40	605,46
4	615,58	615,98	613,76	617,53
5	626,92	627,41	624,77	629,16
6	643,41	643,94	640,59	646,26
7	654,29	654,34	650,76	657,14
8	661,78	661,47	657,84	664,55
9	669,42	668,77	665,05	672,09
10	676,77	675,80	672,03	679,32
11	683,86	682,62	678,81	686,32
12	694,46	692,77	688,79	696,86
13	705,03	702,98	698,83	707,37
14	712,19	709,88	705,75	714,38
15	719,50	716,94	712,79	721,52
16	726,54	723,74	719,63	728,37
17	733,29	730,31	726,23	734,97
18	743,55	740,24	736,06	745,09
19	753,85	750,13	745,86	755,25
20	760,73	756,79	752,57	761,89
21	767,75	763,60	759,39	768,65
22	774,51	770,14	766,00	775,13
23	780,96	776,45	772,39	781,36
24	790,92	786,05	781,97	791,10
25	801,40	797,47	794,07	801,69
26	808,17	804,99	802,27	808,41
27	815,10	812,66	810,60	815,27
28	821,73	820,03	818,62	821,80
29	828,08	827,11	826,37	828,04
30	838,16	838,16	838,16	838,16

**Tabla 36. Temperatura de la sal en cada torre, a las 12:00 hora solar, para los días de enero, abril, julio y octubre, representativos de cada estación. Fuente: elaboración propia.**

El estado inicial de la sal es sal fundida a 290°C, que corresponde con la temperatura a la que se extrae del tanque de almacenamiento de sales frías. Esta temperatura es la de entrada al primer receptor. De forma similar, la temperatura obtenida en el último receptor, el número 30, corresponde con la temperatura de almacenamiento de dicha sal en el tanque caliente, es decir, 565°C. Debido al redondeo de los resultados y a la tolerancia impuesta en el código implementado, existe una pequeña variación de apenas 0,01 K.

Según los resultados presentados en las gráficas de las figuras 106 y 107, no hay diferencias apreciables entre los procesos de calentamiento de la superficie exterior de los tubos de los distintos receptores para las distintas estaciones. Tampoco se aprecian grandes diferencias en la evolución seguida por la temperatura de la sal en los cuatro casos estudiados. Sin embargo, el gasto másico de sales fundidas obtenido para las 12 hora solar si varía apreciablemente en las distintas épocas del año, pues dicho gasto se ajusta cada hora para conseguir una temperatura de la sal igual a la del tanque caliente, 565°C.



**Figura 108. Gasto másico que se obtiene a las 12:00 hora solar, para cuatro días representativos de cada estación. Fuente: elaboración propia.**

Los resultados más exactos de los gastos másicos de sal calentados a las 12 hora solar, se presentan en la tabla 37.

Gasto másico ( $kg/s$ )			
Enero	Abril	Julio	Octubre
20,088	24,942	31,981	16,698

**Tabla 37. Gasto másico obtenido a las 12 hora solar, para los días de enero, abril, julio y octubre, representativos de cada estación del año. Fuente: elaboración propia.**

En esta ocasión, sí se observan diferencias apreciables en los gastos másicos obtenidos a la salida del último receptor en cada instante. El caso más desfavorable es el mes de Octubre, donde hay más horas de insolación que en otros meses más críticos como puede ser enero, debido a la distribución de radiación obtenida de la Agencia Andaluza de la Energía, lo que provoca que la radiación que alcanza al campo sea menor que la correspondiente hora del día de enero (27).

El caso más favorable de funcionamiento de la central, se presenta en los meses más cálidos como puede ser julio. Este mes se corresponde con el de mayor radiación directa recibida, por lo que el valor obtenido es también el más alto. A su vez, al estar estudiando los casos en la hora de mayor radiación recibida, las 12 hora solar, los gastos másicos presentados son los mayores de todo el día.

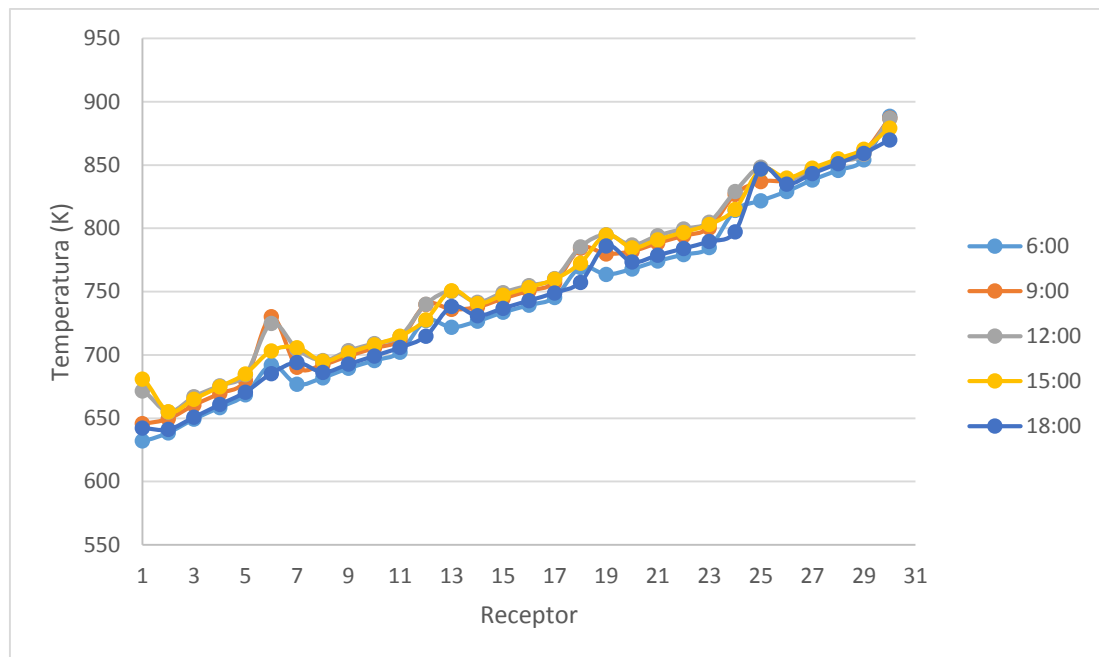
Una vez analizado el comportamiento termodinámico de la planta termosolar, en lo que a obtención de calor se refiere, para distintas épocas del año, se pretende estudiar ahora lo que ocurre en las distintas horas de un mismo día. Para ello se seleccionarán distintos períodos horarios del día de abril, que sirve como día de diseño del funcionamiento de la central en configuración base (30 receptores y sin helióstatos pegados a las torres).

En concreto se seleccionarán las 6:00, las 9:00, las 12:00, las 15:00 y las 18:00 horas solares. Tanto las 6 como las 18 horas se corresponden con la primera y última horas de radiación del día. El resto son horas más centrales. En la tabla 38, se presentan los valores de la temperatura exterior del tubo para cada hora seleccionada.

Receptor	Temperatura exterior del tubo (K)				
	6:00	9:00	12:00	15:00	18:00
1	632,23	645,86	671,60	681,08	642,33
2	638,63	649,58	655,07	655,15	641,20
3	649,44	660,41	667,03	665,09	650,92
4	658,62	669,68	675,80	674,82	660,92
5	668,67	680,00	684,47	685,16	670,75
6	692,18	730,21	724,97	703,17	685,40
7	676,94	690,42	704,55	705,87	694,08
8	682,11	692,31	695,63	695,06	686,39
9	689,61	699,26	703,45	701,80	692,76
10	695,66	705,46	709,04	708,09	699,31
11	702,33	712,15	714,65	714,78	705,97
12	727,22	739,92	740,10	727,69	714,91
13	721,90	736,05	750,32	750,83	738,37
14	726,74	737,84	741,72	740,59	731,01
15	733,73	744,63	749,36	747,17	736,93
16	739,34	750,67	754,89	753,30	742,99
17	745,51	757,17	760,30	759,79	749,13
18	769,36	784,31	785,43	772,55	757,46
19	763,70	779,97	794,96	794,80	786,26
20	767,96	781,91	786,91	784,74	773,46
21	774,29	788,44	794,28	791,01	778,77
22	779,30	794,17	799,57	796,85	784,14
23	784,83	800,37	804,84	803,03	789,62
24	814,17	826,90	829,06	815,03	797,29
25	821,89	836,92	848,48	846,62	846,82
26	829,13	837,71	838,54	839,81	834,86
27	838,25	845,98	846,75	847,50	843,24
28	845,94	853,09	852,78	854,86	851,15
29	854,18	860,77	858,47	862,54	859,31
30	888,69	886,94	886,91	879,27	869,94

**Tabla 38. Temperatura de la superficie exterior de los tubos de cada receptor, a distintas horas de un día representativo de abril. Fuente: elaboración propia.**

Para visualizar mejor la evolución de la temperatura exterior de los tubos a lo largo de las horas, se grafican los resultados de la tabla 38.



**Figura 109. Temperatura de la superficie exterior de los tubos a distintas horas del día representativo del mes de abril. Fuente: elaboración propia.**

Como se puede observar en la figura 109, existen diferencias apreciables entre las temperaturas que soportan los tubos de cada receptor. En particular, se observan cambios bruscos de temperatura en la torre número 6 del campo solar, a las 9 y a las 12 horas. Esto es debido a que a esa torre enfocan más heliostatos que las adyacentes, aprovechando el fundamento de las configuraciones multitorre. De esta forma, el rendimiento óptico de dichos heliostatos será mayor que si se dirigen hacia otro receptor. Sin embargo puede resultar perjudicial para los materiales de los que están compuestos los tubos, pues a diferentes horas del día soportan temperaturas bien distintas. Este fenómeno de variación de la temperatura superficial con las horas del día puede provocar fatiga y estrés térmico de los mismos, por lo que se debe tener un especial cuidado en ese receptor.

Otros fenómenos muy similares se aprecian en el receptor número 12, 18, 24 y 25, dependiendo de la hora analizada. Se debe tener especial cuidado con los tubos que forman dichos receptores porque la mayor variación temporal de temperatura que experimentan los hace más propensos a fallos que el resto. También se debe vigilar el último receptor que es el que alcanza las temperaturas más altas. Un estudio como el realizado, permite distinguir aquellas torres que pueden resultar dañadas. De esta forma, se pueden establecer planes de mantenimiento y revisiones específicos para ellas

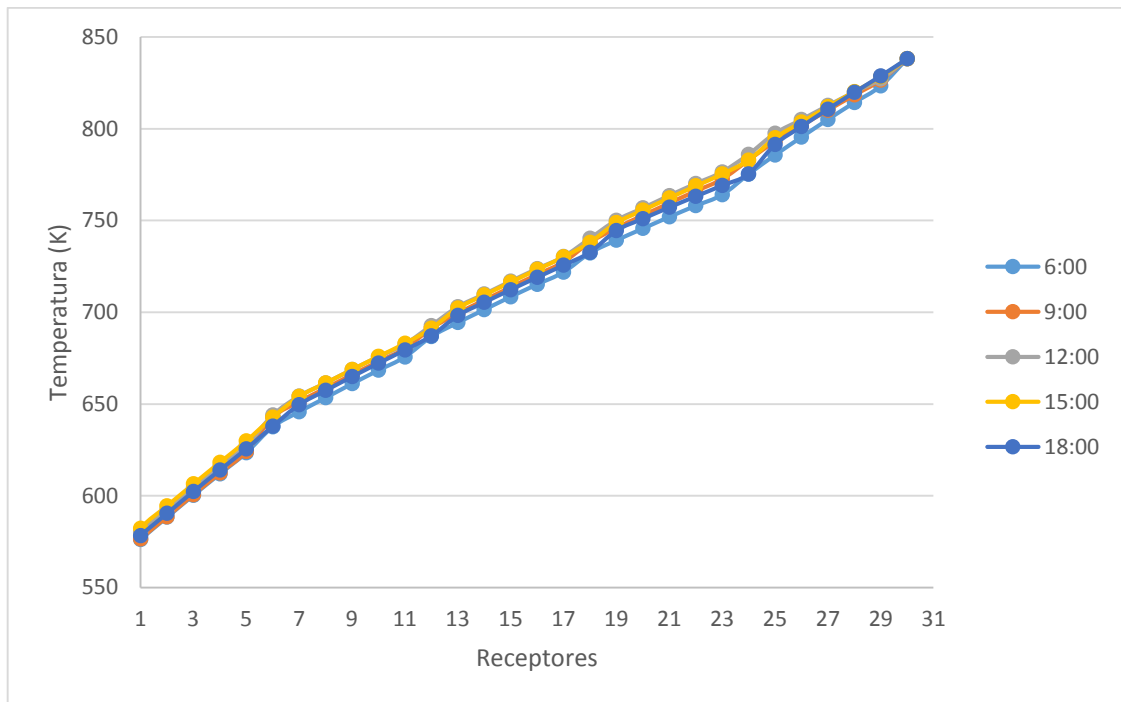
De forma similar, se analizará el proceso de calentamiento de la sal a su paso por cada receptor. La temperatura de salida de la misma, de cada una de las torres que existen en el campo solar, se recoge en la tabla 39:

Receptor	Temperatura de la sal (K)				
	6:00	9:00	12:00	15:00	18:00
1	576,22	576,53	580,07	582,33	578,17
2	588,26	588,59	592,03	594,45	590,39
3	600,29	600,65	604,19	606,41	602,33
4	611,94	612,42	615,98	618,17	614,03
5	623,44	624,12	627,41	629,84	625,57
6	637,59	642,79	643,94	642,79	637,92
7	645,79	651,28	654,34	654,06	649,65
8	653,41	658,65	661,47	661,44	657,40
9	661,06	665,99	668,77	668,75	664,91
10	668,41	673,16	675,80	675,91	672,25
11	675,67	680,27	682,62	683,03	679,49
12	686,76	691,23	692,77	691,24	687,13
13	694,37	699,50	702,98	702,25	698,26
14	701,40	706,61	709,88	709,37	705,40
15	708,46	713,68	716,94	716,41	712,31
16	715,22	720,58	723,74	723,30	719,04
17	721,88	727,42	730,31	730,14	725,67
18	732,35	738,10	740,24	738,11	732,69
19	739,28	745,98	750,13	748,79	744,57
20	745,63	752,76	756,79	755,58	750,99
21	752,00	759,50	763,60	762,28	757,18
22	758,07	766,07	770,14	768,83	763,19
23	764,04	772,57	776,45	775,32	769,10
24	775,24	782,90	786,05	782,88	775,41
25	785,69	793,19	797,47	795,03	791,44
26	795,44	801,69	804,99	803,58	801,22
27	805,08	810,16	812,66	811,99	810,70
28	814,30	818,38	820,03	820,21	819,85
29	823,32	826,52	827,11	828,35	828,80
30	838,16	838,16	838,16	838,16	838,16

**Tabla 39. Temperatura de salida de la sal de cada torre, a distintas horas del día representativo de abril. Fuente: elaboración propia.**

La representación de los valores anteriores de la tabla 39, da lugar a la figura 110. En ella, se observa que la temperatura de salida de la sal en los receptores centrales del campo solar, es ligeramente inferior en la primera hora del día y al anochecer. Sin embargo, la temperatura final alcanzada por la sal es la misma que en el resto de los casos, por lo que la mayor absorción de calor se realiza en la última fila de torres, la situada más al norte.

De acuerdo a la figura 110, en las horas centrales del día el calentamiento de la sal se produce de una forma más homogénea. Esto significa, que la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de cada torre es más constante que en horas no centrales del día.



**Figura 110. Temperatura de salida de la sal de cada receptor, a distintas horas del día representativo del mes de abril. Fuente: elaboración propia.**

Por último, es importante conocer el gasto másico de sal fundida que logra obtener la temperatura de 565°C a la salida del último receptor, que como se ha indicado coincide con la del tanque caliente de almacenamiento. Se espera que exista una variación del gasto másico de sal a lo largo del día, produciéndose al medio día el calentamiento de la mayor cantidad de sal por unidad de tiempo. En la tabla 40, se muestran los valores de los gastos másicos de sal obtenidos en las horas consideradas anteriormente.

Gasto másico ( $kg/s$ )				
6:00	9:00	12:00	15:00	18:00
9,2531	20,571	24,942	20,532	9,196

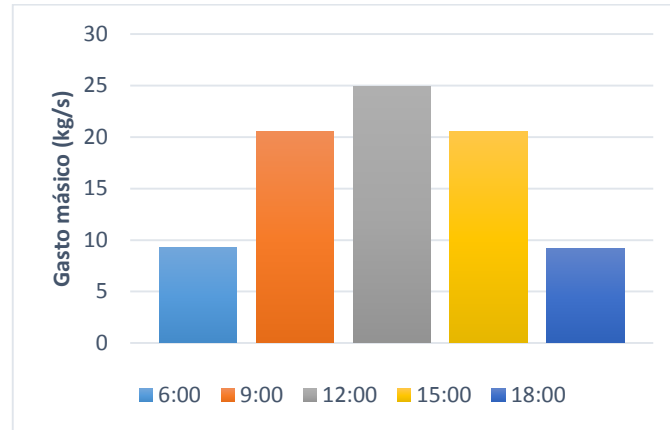
**Tabla 40. Gasto másico obtenido a distintas horas del día representativo de abril. Fuente: elaboración propia.**

Como era de esperar, el mayor gasto másico de sal en la tabla 40 se obtiene al mediodía. Los resultados obtenidos, parecen presentar cierta simetría respecto al mediodía. Este hecho, podría explicarse porque la radiación empleada en los cálculos, tabla 27, presenta esta característica. Sin embargo, no se cumple exactamente con los gastos másicos calculados, ya que tanto la obtención de la posición del Sol para cada hora como el método iterativo empleado en la resolución, pueden introducir pequeñas variaciones. Otro hecho destacable, reside en la diferencia que existe entre los gastos másicos obtenidos a la salida y puesta del Sol, con respecto a otras horas del día. En futuros trabajos, podría analizarse si resulta rentable poner en funcionamiento la planta termosolar en estos instantes o por



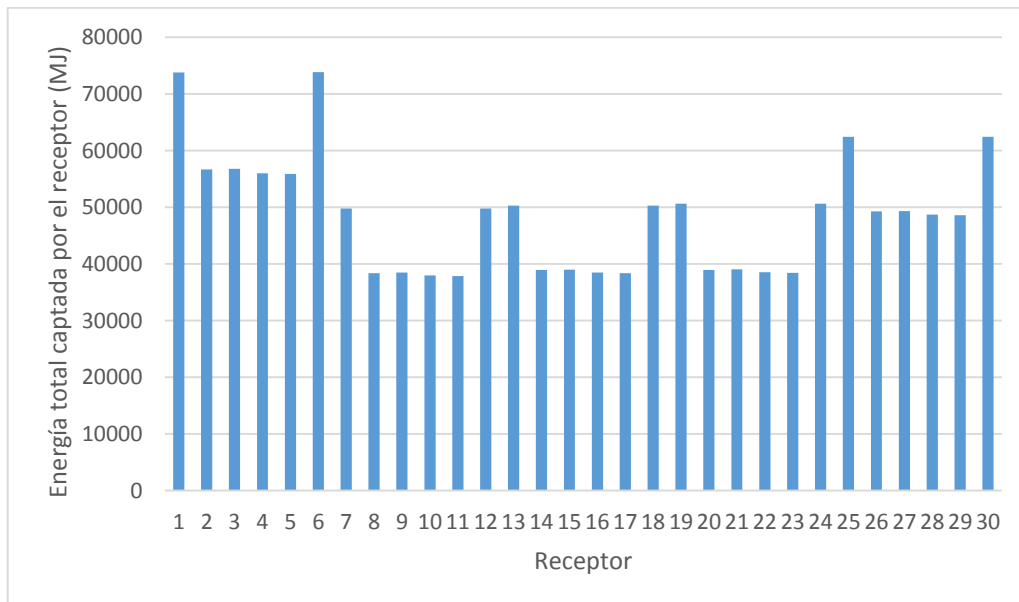
el contrario, es mejor que no funcione hasta que se disponga de radiación solar capaz de asegurar un mayor gasto másico de sales.

En la figura 111, se aprecian mejor las diferencias existentes entre los distintos gastos másicos instantáneos, quedando patente las horas en que se consigue transferir más calor a las sales fundidas.



**Figura 111. Gasto másico que se obtiene a distintas horas, para el día representativo de abril. Fuente: elaboración propia.**

Por último, para caracterizar por completo el comportamiento térmico de la central durante el día de diseño, se presenta la gráfica 112 en la que se recoge la energía captada por cada receptor a lo largo de todo el día.



**Figura 112. Energía total captada por cada receptor, durante el día representativo de abril. Fuente: elaboración propia.**

Los valores de potencia empleados en la figura 112 se corresponden con la energía total captada por cada receptor durante el día de abril. Los receptores uno y seis, destacan por

ser los que más radiación reciben. Esto significa que un gran número de heliostatos están enfocando a ambos receptores durante el día y que la eficiencia óptica asociada a dichos heliostatos no es muy reducida.

<b>Energía captada por cada receptor</b>			
<b>Receptor</b>	<b>Energía (MJ)</b>	<b>Receptor</b>	<b>Energía (MJ)</b>
1	73807	16	38389
2	56646	17	50267
3	56768	18	50640
4	56003	19	38961
5	55873	20	39049
6	73818	21	38533
7	49786	22	38454
8	38381	23	50643
9	38472	24	62438
10	37952	25	49261
11	37872	26	49356
12	49786	27	48708
13	50267	28	48600
14	38918	29	62447
15	39009	30	38389

**Tabla 41. Energía captada por cada receptor, durante el día representativo de abril.**  
**Fuente: elaboración propia.**

Gracias a los distintos análisis realizados en este apartado, ha sido posible entender mejor el funcionamiento de una central termosolar multitorre. Por un lado, se ha explicado el funcionamiento en diferentes épocas del año para una hora determinada que corresponde a la de condiciones más exigidas. Por otra parte, se ha justificado lo que sucede a lo largo de un día de funcionamiento de la central. En este caso, el día seleccionado es el que sirve de diseño a la hora de calcular la potencia de la misma y la producción energética.

Es importante destacar que el mismo proceso de análisis mostrado en el presente apartado se puede aplicar para otras horas o días del año adicionales, ya que el algoritmo implementado en el programa *Matlab* obtiene los resultados para cada hora de los días del año. De este modo, se pueden conocer las condiciones de operación de la central en el momento deseado.

#### **6.3.4 Diseño de los tanques de almacenamiento de sales fundidas**

En este apartado, se pretende obtener las dimensiones de los tanques de almacenamiento de sales fundidas. Se suelen emplear depósitos cilíndricos verticales con el fondo plano o abombado (Zavoico, 2001). Por simplicidad constructiva se escogerá el fondo plano. Las dimensiones deben ser tal que se minimicen las pérdidas de calor con el exterior, como se ha expresado en el apartado 4.3.

Los valores de la masa de sal que es necesario almacenar, el volumen que ocupa en ambos tanques, las densidades correspondientes al almacenamiento frío y caliente, los coeficientes de seguridad empleados y las dimensiones finales, se recogen en la tabla 42. Los cálculos se han realizado en base a las ecuaciones planteadas en el apartado 4.3, que abarcan desde la expresión 104 a la 110.

	<b>Tanque de almacenamiento de sales frías</b>	<b>Tanque de almacenamiento de sales calientes</b>
<b><math>m_{\text{sal día}} \text{ (kg)}</math></b>	1344919	
<b>Densidad (<math>\text{kg/m}^3</math>)</b>	1905,56	1730,66
<b><math>C_{\text{seguridad}}</math></b>	1,3	1,2
<b>Volumen (<math>\text{m}^3</math>)</b>	917,523	932,536
<b>Diámetro y altura (m)</b>	10,532	10,589

**Tabla 42. Parámetros necesarios en la definición de las dimensiones de los tanques de almacenamiento de sales fundidas y valores de las mismas. Fuente: elaboración propia**

Los coeficientes de seguridad seleccionados son distintos para cada tanque. Esto se debe a que cuando la central de generación de potencia deja de funcionar, según lo diseñado después de quince horas, toda la sal es almacenada en el tanque frío. Por este motivo, se elige un coeficiente de seguridad mayor que en el caso del tanque caliente. Este nunca estará completo, ni para el día de julio en que se ha diseñado, ya que parte de la sal que se calienta a su paso por las torres, se extrae del tanque para generar vapor que alimente a la turbina del ciclo de potencia. Por lo que el tanque de almacenamiento de sales calientes, estará considerablemente sobredimensionado.

### 6.3.5 Diseño del conjunto generador de vapor

A la hora de diseñar los intercambiadores de calor de tubo-carcasa que forman el conjunto generador de vapor, es necesario conocer los gastos másicos de los fluidos que intercambian calor. Como se ha comentado en el apartado 5.3 del presente trabajo, las sales fundidas circularán por los tubos y el agua por la carcasa. Esta agua es el que forma parte del ciclo Rankine de potencia.

El gasto másico de la sal, es el obtenido para el día de diseño. En este caso se ha seleccionado el día de abril, escogido como representativo de ese mes. El valor del gasto másico de sal, se presentó en la tabla 34. Para la configuración final seleccionada, sin espejos junto a las torres, consiste en  $16,025 \text{ kg/s}$ . El gasto másico de agua se obtiene de un balance de energía, entre el calor absorbido por las sales y el calor que se debe transferir al agua en el generador de vapor y en el recalentador:

$$\eta_{\text{pérdidas calor}} \cdot [\dot{m}_{\text{sal diseño}} \cdot c_{p \text{ sal}} \cdot (565 - 290)] = \dot{m}_{\text{agua diseño}} \cdot [(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)] \quad (187)$$

En la ecuación 187, aparece el rendimiento por pérdidas de calor en las conducciones entre los receptores y hasta el sistema generador de vapor, porque no ha sido tenido en cuenta en la obtención del gasto másico de la sal. El calor específico de la sal, se obtiene a la temperatura media entre 565°C y 290°C aplicando la ecuación 40, obteniéndose un valor de 1516,53 J/kg · K. Las entalpías del agua a la entrada y salida del generador de vapor, puntos 2 y 3; junto con las entalpías correspondientes al proceso de recalentamiento, puntos 4 y 5; se obtienen de la tabla 23.

A continuación, solo queda definir el número de tubos de la sección transversal de cada intercambiador, que se empleará en las ecuaciones definidas en el apartado 5.3. El número de tubos seleccionado, vendrá impuesto por la limitación en la longitud de la carcasa y por el parámetro de esbeltez. Las carcasas no deben superar los 15 metros de longitud. El parámetro de esbeltez que es el cociente entre el diámetro de la carcasa y la longitud de los tubos no debe superar el valor de 0,5. El diseño considerado no se ha optimizado para buscar las menores pérdidas de carga, únicamente se pretende obtener una de las posibles configuraciones que prueben la factibilidad técnica y operativa de los equipos. En la tabla 43 se presentan los principales parámetros que caracterizan los intercambiadores diseñados.

	Precalentador	Evaporador	Sobrecalentador
$\dot{m}_{\text{sal diseño}} \text{ (kg/s)}$	16,025		
$\dot{m}_{\text{agua diseño}} \text{ (kg/s)}$	1,711		
Número de pasos por los tubos	2		
Número de carcasas	1		3
Número de tubos	100	200	800
Longitud de los tubos por paso (m)	1,93	2,42	10,21
Diámetro de la carcasa (m)	0,55	1,02	1,57
Longitud de la carcasa (m)	2,32	3,38	12,25
Esbeltez	0,287	0,325	0,154

**Tabla 43. Parámetros característicos de los intercambiadores, para el día de diseño de abril. Fuente: elaboración propia.**

Con el presente diseño de intercambiadores se demuestra que es posible obtener equipos viables, de dimensiones razonables, capaces de operar en el rango de temperaturas expuesto en la figura 93, con los gastos másicos obtenidos en el día de diseño. El equipo que se encuentra más exigido, a la vista de sus dimensiones, es el sobrecalentador, debido

a que uno de los fluidos es vapor de agua, que posee peores propiedades de transporte térmico que el agua líquida. En cuanto, a la obtención del parámetro de esbeltez en el caso del evaporador, se calcula con el cociente entre el diámetro de una carcasa que rodee al banco de tubos y la longitud de los mismos, al igual que en el resto de casos. No se utiliza el diámetro real de la carcasa, ya que la zona donde se produce el intercambio de calor es la correspondiente a un intercambiador tubo-carcasa convencional, ver figura 97.

Por otra parte, se deben calcular las pérdidas de carga que experimentan los fluidos a su paso por los intercambiadores. Estos resultados, se compararán con los obtenidos para el día de julio, donde los intercambiadores están más exigidos. Para ello se calculan los gastos máxicos de sales fundidas, aplicando la ecuación 184, para el día de julio considerado como representativo de ese mes. Posteriormente, se emplea el balance expresado en la ecuación 187, para obtener el gasto máxico de agua de diseño. De esta forma se pretende estimar el funcionamiento de los distintos intercambiadores en las condiciones más exigidas y evaluar las diferencias con el caso de diseño realizado para el mes de abril. Se selecciona este mes porque reporta valores medios, de lo que sucede en un año completo, en las distintas estaciones del mismo.

En la tabla 44, se muestran las pérdidas de carga de cada intercambiador para el caso de diseño, se emplean las ecuaciones del apartado 5.3.4. También se muestran los parámetros intermedios necesarios para obtener los resultados finales de pérdidas de presión.

	Precalentador	Evaporador	Sobrecalentador
<b>Carcasa</b>			
$N_b$	27	-	42
Reynolds	41928	-	25597
$f_s$	0,2354	-	0,2586
$D_e$ (m)	0,0495	-	0,0495
$S_s$ (m <sup>2</sup> )	0,0129	-	0,1255
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	896,42	680,03	37,41
$\Delta p_{carcasa}$ (Pa)	724,62	5231,47	2625,99
<b>Tubos</b>			
$Re_{sal}$	4940,1	3738,8	1436,5
$\rho_{sal}$ (kg/m <sup>3</sup> )	1894,6	1853,2	1776,8
$u_m$ (m/s)	0,3044	0,1556	0,0406
$f$	0,0388	0,0424	0,0446
$D_{eq}$ (m)	0,05545	0,05545	0,05545
$K_{cb}$	0,3846	0,3846	0,3846
$K_{eb}$	0,5916	0,5916	0,5916
$K_{curva}$	0,2200	0,2200	0,2200
$\Delta p_{tubo}$ (Pa)	741,94	236,00	162,59

**Tabla 44. Pérdidas de carga en los intercambiadores y parámetros empleados en su obtención. Fuente: elaboración propia.**

La reducida pérdida de carga obtenida para cada dispositivo, señala que es un factor poco importante en la operación del conjunto generador de vapor.

Sin embargo, es necesario asegurarnos que algo similar ocurre en el momento en que los intercambiadores están más exigidos. Esto ocurre en el mes de julio, cuando la radiación solar recibida es mayor y se logra calentar más cantidad de sal. Tras la aplicación de la ecuación 184, se obtiene el gasto másico de sal fundida si se seleccionase el día de julio como el de diseño. Del balance de energía, formulado en la expresión 187, se obtiene el gasto másico de agua que circula por el ciclo de potencia. Siguiendo el mismo método que en el día de abril, tras emplear las mismas ecuaciones con los nuevos gastos másicos y manteniendo constantes las dimensiones de los intercambiadores anteriores, se pueden obtener las pérdidas de presión en los intercambiadores. Estos valores se recogen en la tabla 45.

	Precalentador	Evaporador	Sobrecalentador
$\dot{m}_{\text{sal julio}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	24,906		
$\dot{m}_{\text{agua julio}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	2,659		
Carcasa			
$N_b$	27	-	42
$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	896,42	680,03	37,41
$\mu \text{ (Pa}\cdot\text{s)}$	$1,560 \cdot 10^{-4}$	-	$2,635 \cdot 10^{-5}$
$D_e \text{ (m)}$	0,0495	-	0,0495
$S_s \text{ (m}^2\text{)}$	0,0129	-	0,1255
Reynolds	65405	-	39801
$f_s$	0,2164	-	0,2378
$\Delta p_{\text{carcasa}} \text{ (Pa)}$	1608,52	5231,47	5831,93
Tubos			
$\mu_{\text{sal}} \text{ (Pa}\cdot\text{s)}$	$3,1008 \cdot 10^{-3}$	$2,0485 \cdot 10^{-3}$	$1,3330 \cdot 10^{-3}$
$\rho_{\text{sal}} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	1894,6	1853,2	1776,8
$Re_{\text{sal}}$	7677,8	5810,9	2232,5
$u_m \text{ (m/s)}$	0,4731	0,2418	0,0631
$f$	0,0339	0,0369	0,0287
$D_{eq} \text{ (m)}$	0,05545	0,05545	0,05545
$K_{cb}$	0,3846	0,3846	0,3846
$K_{eb}$	0,5916	0,5916	0,5916
$K_{\text{curva}}$	0,2200	0,2200	0,2200
$\Delta p_{\text{tubo}} \text{ (Pa)}$	1641,69	515,89	263,43

**Tabla 45. Gastos másicos y pérdidas de carga en los intercambiadores junto con parámetros empleados en el cálculo de las mismas. Fuente: elaboración propia.**

A la vista de los resultados obtenidos para los distintos intercambiadores en el caso más exigido, se observa que las pérdidas de carga siguen siendo relativamente pequeñas, lo que asegura el correcto funcionamiento de los intercambiadores incluso en este caso extremo. Aunque algunos valores de pérdida de carga se hayan llegado a doblar, como es el caso de las pérdidas de presión por el lado de la carcasa en el precalentador y el sobrecalentador, los valores son menores de 6 kPa.

Para terminar de comprobar el correcto funcionamiento del conjunto generador de vapor, se debe comprobar la evolución de las temperaturas en los distintos equipos en condiciones exigidas. De este modo, se obtendrán las temperaturas de salida y entrada de los mismos, con los gastos máscicos del mes de julio. Previamente, se debe hacer una hipótesis simplificatoria, que consiste en suponer que el coeficiente de global de transferencia de calor no varía mucho con respecto al obtenido para las condiciones de diseño del intercambiador. Esto es así porque los órdenes de magnitud de los gastos máscicos que se van a emplear coinciden con los del día de diseño. Con esto, se pueden calcular los nuevos parámetros adimensionales NTU, en función de los obtenidos para el caso de diseño como se refleja en la ecuación 188 (departamento de ingeniería térmica y de fluidos):

$$NTU_{nuevo} = NTU \cdot \frac{\dot{m}_{sal \text{ diseño}}}{\dot{m}_{sal \text{ julio}}} \quad (188)$$

Donde  $NTU$  se refiere a los valores correspondientes al caso de diseño, que se presentan en la tabla 24. Los gastos máscicos del día de diseño y del día de julio, se emplean en  $kg/s$ .

A continuación, se realiza el cálculo de la relación de capacidades, denominada  $R$ . En el caso del evaporador, donde existe un cambio de fase, el valor es cero. Sin embargo, tanto para el precalentador como para el sobrecalentador se debe calcular empleando la ecuación 189:

$$R = \frac{\dot{m}_{sal \text{ julio}} \cdot c_{p \text{ sal}}}{\dot{m}_{agua \text{ julio}} \cdot c_{p \text{ agua}}} \quad (189)$$

Los calores específicos empleados son los mismos que en el caso de diseño en el mes de abril, ya que se supone que las variaciones de temperatura van a ser poco importantes y por lo tanto, van a afectar poco a las propiedades de los fluidos. En la tabla 46, se recogen los valores de los calores específicos empleados, en  $J/kg \cdot K$ :

	Precalentador	Sobrecalentador
<b>Agua</b>	4352,2	2895,8
<b>Sal</b>	1495,9	1527,7

**Tabla 46. Calores específicos de los fluidos que circulan por los intercambiadores. Fuente: elaboración propia.**

Una vez que se ha calculado el nuevo valor del NTU y de la relación de capacidades, se puede extraer lo que se denomina eficiencia térmica del intercambiador,  $P$ . Este parámetro se extrae de las gráficas presentadas en el Anexo 2. Para el caso del precalentador y del evaporador, se extrae de la gráfica de un paso por la carcasa y un número par de pasos por los tubos. En el caso del sobrecalentador, el valor de  $P$  se obtiene de la gráfica de tres pasos por la carcasa y un número par de pasos por los tubos. En la tabla 47 se muestran los valores obtenidos del NTU,  $R$  y  $P$ .



	Precalentador	Evaporador	Sobrecalentador
$NTU_{nuevo}$	0,225	1,287	2,574
$R$	3,22	0,00	4,94
$P$	0,14	0,72	0,19

**Tabla 47. Parámetros de diseño de los intercambiadores para un día de julio. Fuente: elaboración propia.**

La obtención de las temperaturas a la entrada y la salida de cada equipo se realiza gracias a la fórmula de la eficiencia térmica del intercambiador,  $P$  (departamento de ingeniería térmica y de fluidos). En la ecuación 190, se presenta la definición del parámetro anterior:

$$P = \frac{T_{sal\ out} - T_{sal\ in}}{T_{agua\ in} - T_{sal\ in}} \quad (190)$$

Los subíndices *in* y *out* hacen referencia a la entra y a la salida de cada intercambiador. Las temperaturas empleadas se expresan en grados centígrados.

El cálculo del resto de temperaturas parte del sobrecalentador. En este equipo se conoce la temperatura de entrada de la sal, que coincide con la del tanque caliente, es decir, 565°C. También se conoce la temperatura de entrada del agua, que al proceder del evaporador, se encontrará a la temperatura de saturación, que se corresponde con 314,6°C. Empleando la ecuación 190, se obtiene la temperatura de la sal a la salida del sobrecalentador. Este valor corresponde con 517,42°C. A continuación realizando un balance de energía, como el que se presenta en la ecuación 191, se extrae la temperatura de salida del agua en forma de vapor sobrecalentado. El calor específico en esta región se recoge en la tabla 46.

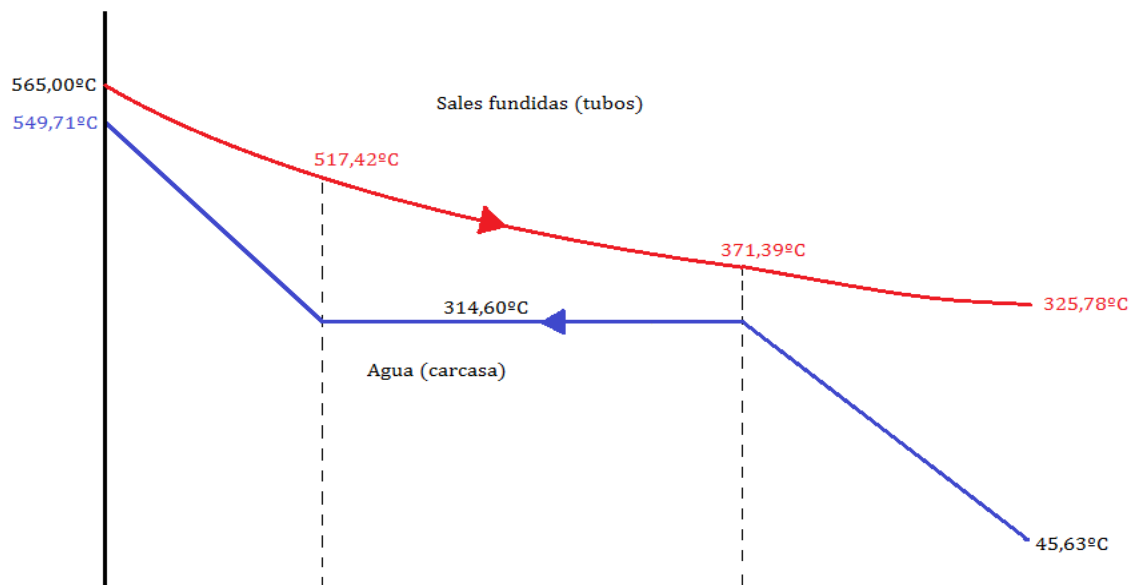
$$\begin{aligned} \dot{m}_{agua\ julio} \cdot c_{p\ agua} \cdot (T_{agua\ in} - T_{agua\ out}) \\ = \dot{m}_{sal\ julio} \cdot c_{p\ sal} \cdot (T_{sal\ in} - T_{sal\ out}) \end{aligned} \quad (191)$$

En la expresión 191, los calores específicos empleados se obtienen de la tabla 46. Los gastos másicos se recogen en la tabla 45. Todas las temperaturas son conocidas, excepto la temperatura de salida del vapor del sobrecalentador,  $T_{agua\ out}$ . Despejando para este valor, se obtiene que la temperatura es de 549,71°C.

A continuación, se vuelve a emplear la ecuación 190 para obtener la temperatura de salida de la sal del evaporador. Se conocen las temperaturas de entrada y salida del agua, ya que se está produciendo un cambio de fase en el interior. La temperatura de saturación es de 314,6°C. También se conoce la temperatura de entrada de la sal al intercambiador, que coincide con la de salida calculada anteriormente para el sobrecalentador. El valor de la temperatura de salida de la sal del evaporador es de 371,39°C.

Por último, empleando el valor de la eficiencia térmica del intercambiador,  $P$ , de la tabla 47 junto con su definición, ecuación 190; se obtiene la temperatura de salida de la sal del

precalentador. Este valor resulta ser de 325,78°C. En la figura 113, se recoge la evolución de las temperaturas de la sal y el agua en su recorrido por los distintos intercambiadores:



**Figura 113. Evolución de las temperaturas de los fluidos en su recorrido a través del conjunto generador de vapor para el caso más exigido. Fuente: elaboración propia.**

En la figura 113, las temperaturas presentadas en color, rojo o azul, son aquellas que se han obtenido a través de los cálculos recientemente explicados. Las que se encuentran en negro, son las que se han supuesto constantes para el día de diseño y para el caso más exigido. El objetivo es determinar si existe algún problema que impida el funcionamiento correcto de los intercambiadores. Este problema puede resultar de una temperatura de salida de la sal en el precalentador demasiado baja, que provoque su cristalización o de una temperatura de la sal a la salida del evaporador que se encuentre por debajo de la temperatura de saturación del agua. Con los resultados mostrados en la figura 113 se comprueba que ambos procesos problemáticos no tienen lugar, por lo que es esperable que durante los días más exigidos las temperaturas del intercambiador se aproximen, o puedan aproximarse por regulación del gasto de vapor al caso de diseño, presentado en la figura 93.

### 6.3.6 Producción energética de la central

La potencia nominal de la central termosolar viene determinada por el número de horas de funcionamiento del bloque de potencia. Se ha diseñado la planta para que el bloque de potencia funcione durante quince horas al día. Como se ha comentado anteriormente, este valor coincide con las máximas horas de insolación de los meses de junio y julio. Sin embargo, está por encima de las horas en las que se recibe radiación sobre el campo el resto de meses. Por lo tanto, para determinar la cantidad de sales fundidas que se dedican

cada hora a la producción de vapor en el generador de vapor, se selecciona un mes intermedio, como resulta ser el caso del mes abril.

A continuación, se siguen los pasos realizados en el punto 6.3.2, donde se calcula el gasto másico de sales que cada hora intercambia calor con el agua que recorre el ciclo. Las sales a la temperatura de 565°C se extraen del tanque de almacenamiento. Mientras, en el propio tanque se está recibiendo la sal procedente del campo solar. En las horas en que la cantidad de sales enviadas al equipo generador es mayor que la que ingresa en el tanque de almacenamiento, la diferencia se completa con sal almacenada. Al contrario ocurre cuando la cantidad de sal que ingresa al tanque de almacenamiento es superior a la que se extrae hacia el bloque de potencia. En este momento, se acumula sal en el tanque caliente. Una vez que se han cedido su calor al agua del ciclo, las sales fundidas regresan al tanque de almacenamiento de sales frías, donde esperan de nuevo a ser bombeadas hacia el campo solar.

Partiendo del valor obtenido de la potencia nominal de la central para el día de diseño correspondiente al mes de abril, se puede obtener la energía que se produce cada día tipo del mes. Para una central situada en un terreno de 500.000 m<sup>2</sup> en la que se han eliminado los heliostatos adyacentes a las torres, como la que se ha decidido proyectar en el presente trabajo, la potencia nominal obtenida es de 2,429 MW, ver tabla 34. A partir de este valor se calcula la producción diaria de la central manteniendo las condiciones de diseño, con la ecuación 192:

$$W_{u \text{ diseño}} = \dot{W}_{\text{útil}} \cdot 15 \frac{h}{\text{día}} \cdot 3600 \frac{s}{h} \quad (192)$$

Donde  $\dot{W}_{\text{útil}}$  es la potencia nominal obtenida para el día de diseño, a partir de la ecuación 186. El resultado se expresa en julios por día.

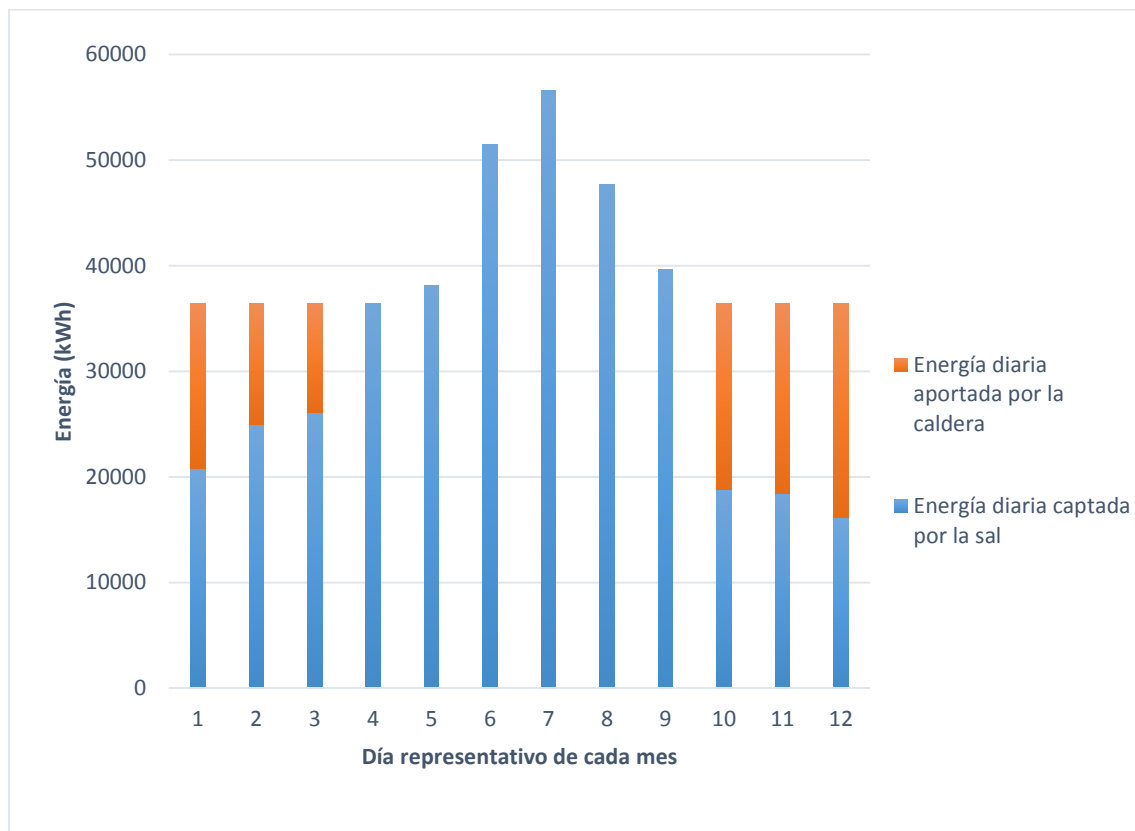
La energía útil producida por la planta, resultado de aplicar la ecuación 192, no podrá proceder únicamente del empleo de las sales fundidas, en los días en que la radiación solar recibida es muy baja. Por ello, se emplea una caldera de apoyo que emplea gas natural como combustible. La energía diaria que debe aportar la caldera se obtiene de la diferencia de la producción diaria en el punto de diseño, ecuación 192, y la energía que se puede extraer de las sales fundidas que han sido calentadas por la radiación solar:

$$W_u = W_{u \text{ diseño}} - W_{u \text{ sol}} \quad (193)$$

El resultado de aplicar la ecuación 193, reporta la cantidad de calor que se debe introducir a través de la caldera de apoyo cada día, se expresa en julios por día. La energía diaria captada por la sal se obtiene aplicando la expresión 194:

$$W_{u\ sol} = \left( \left( \sum_{horas} \left( \sum_{receptores} q_{abs} \cdot 3600 \frac{s}{h} \right) \right) \cdot N_{tubos\ efectivos} \right) \cdot \eta_{pérdidas\ calor} \cdot \eta_{ciclo} \cdot \eta_{elect} \quad (194)$$

El número de tubos efectivos es igual a 44 para la configuración que se está empleando de receptor con tres paneles por lado. El calor absorbido por la sal que recorre un tubo,  $q_{abs}$ , se obtiene de la ecuación 88. El rendimiento que tiene en cuenta las pérdidas de calor en las conducciones es del 98 %. El rendimiento del ciclo es igual a 37,09 %, como se ha recogido a lo largo del trabajo. Finalmente, el rendimiento del generador eléctrico se supone igual a la unidad.



**Figura 114. Producción energética del día tipo de cada mes, en kWh. Fuente: elaboración propia.**

En la tabla 48, se recoge la energía producida por la central durante cada día representativo del mes. También se muestran los valores de energía diaria captada por la sal para cada día tipo del mes, junto con la cantidad de energía que debe aportar la caldera en los casos en que es necesario. Por último, se presenta la diferencia de energía entre el caso de diseño, donde se generan 36439 kWh, y los diferentes días representativos de cada mes, en tanto por ciento:

	<b>Energía producida cada día (kWh)</b>	<b>Energía diaria captada por la sal (kWh)</b>	<b>Energía diaria suministrada por la caldera (kWh)</b>	<b>Diferencia relativa con el caso de diseño (%)</b>
<b>Enero</b>	36439	20840	15598	0
<b>Febrero</b>	36439	24969	11470	0
<b>Marzo</b>	36439	26134	10305	0
<b>Abril</b>	36439	36440	0	0
<b>Mayo</b>	38092	38092	0	4,34
<b>Junio</b>	51488	51488	0	29,23
<b>Julio</b>	56633	56633	0	35,66
<b>Agosto</b>	47684	47684	0	23,58
<b>Septiembre</b>	39594	39594	0	7,97
<b>Octubre</b>	36439	18850	17589	0
<b>Noviembre</b>	36439	18442	17997	0
<b>Diciembre</b>	36439	16218	20221	0

**Tabla 48. Valores diarios de energía producida en la central, captada por la sal y suministrada por la caldera. Se presenta la diferencia relativa de producción diaria con respecto al caso nominal. Fuente: elaboración propia.**

A la vista de los resultados, se observa que durante seis meses del año no es necesario ningún aporte de calor por parte de la caldera de apoyo de gas natural. Estos se corresponden con los meses comprendidos entre abril y septiembre. Por el contrario, el resto del año es necesario el aporte de calor la caldera para que la central siga funcionando en las condiciones establecidas de gastos máxicos y potencia.

En los meses más calurosos, se puede ver que se supera ampliamente la energía diaria de diseño. Llegando a obtenerse un 35,66 % más de energía en el mes de julio, con respecto al día de diseño, que es del mes de abril. El efecto de esta diferencia, que se verá traducida en un aumento de los gastos máxicos que circulan a través del generador de vapor y los elementos del ciclo, ya ha sido analizada en el primer caso. Para el caso del ciclo de vapor, se decide mantener el mismo periodo de almacenamiento de 15 horas, lo que obliga a que durante los meses de alta insolación, la potencia suministrada por la central sobrepasa la potencia de diseño. Se deberá seleccionar una turbina de vapor, bomba y condensadores que admitan esta variación del gasto de vapor durante el funcionamiento de la misma. En la actualidad, existen turbinas que adaptan su sección de entrada, cerrando parte de la misma, en función del mes del año en que esté operando (departamento de ingeniería térmica y de fluidos).

La producción energética anual de la central, se obtiene multiplicando los valores diarios de producción, recogidos en la primera columna de la tabla 48, por los días de cada mes. Sumando el resultado, se obtiene una producción anual de 14,872 GWh.

### 6.3.7 Ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub>

El cálculo de las emisiones de CO<sub>2</sub> en el caso de la central termosolar multitorre con 30 torres y receptores de 3 paneles por lado que se ha proyectado en los apartados anteriores de la sección 6.3, se basa en el cálculo del consumo de gas natural de la caldera de apoyo. Por tanto, durante la mitad del año, la central estará produciendo energía eléctrica con cero emisiones de dióxido de carbono. El resto del año, será necesario un aporte de calor procedente de la caldera para mantener las condiciones de diseño.

Para obtener la cantidad de dióxido de carbono que es liberado a la atmósfera es necesario conocer la energía primaria del combustible que es consumido por la caldera,  $Q_u$ , durante el proceso de aporte de calor que realiza. Para ello, se emplea la ecuación 195 donde se tiene en cuenta el rendimiento de la caldera, que incorpora a su vez el rendimiento de la combustión:

$$Q_u = \frac{W_u}{\eta_B \cdot \eta_{p\acute{e}rdidas\ calor} \cdot \eta_{ciclo}} \quad (195)$$

Donde como valor de rendimiento de la caldera se ha escogido 0,9 que es un valor típico para estos dispositivos. Los valores de los rendimientos por pérdidas de calor y del ciclo termodinámico empleados son 0,98 y 0,3709, respectivamente. El calor aportado por la caldera,  $W_u$ , se recoge en la tercera columna de la tabla 48, para cada día representativo del mes.

A partir del calor primario del combustible, resultado de aplicar la ecuación 195, se puede obtener la cantidad de gas natural que se quema en la caldera. Se necesita conocer el poder calorífico inferior del combustible (PCI) que en el caso del gas natural, es igual a 13,5 kWh/kg (apuntes energías renovables). La masa diaria de combustible se obtiene de la ecuación 196.

$$m_{comb} = \frac{Q_u}{PCI_{comb}} \quad (196)$$

Tanto la energía primaria necesaria durante cada día tipo de los meses en los que es necesario el empleo de la caldera, como el PCI, emplean kWh como unidad de energía.

A continuación, se calculan las emisiones que produciría una central de referencia de ciclo combinado que produjese diariamente la misma energía que se obtiene de la central termosolar multitorre. La producción diaria de energía se muestra en la primera columna de la tabla 48, para los días representativos de cada mes. En el caso de la central de ciclo combinado, la energía primaria del combustible empleado, se obtiene a través de la ecuación 197, que es ligeramente distinta a la expresión 195:

$$Q_{ucc} = \frac{W_u}{\eta_B \cdot \eta_{ciclo}} \quad (197)$$

El rendimiento de la caldera que forma parte del ciclo combinado, ecuación 197, también es de 0,9. Sin embargo, el rendimiento del ciclo termodinámico de un ciclo combinado es superior al de un ciclo de vapor como el considerado en el trabajo. Para el rendimiento del ciclo combinado se tomará un valor de 0,6. El cálculo de la cantidad de combustible, es decir, gas natural, que se quema en la caldera, se obtiene de la ecuación 196.

En la tabla 49, se presentan las energías primarias obtenidas del combustible, junto con la cantidad de gas natural que es necesario quemar. Estos resultados se obtienen para cada día tipo, del mes correspondiente:

	<b>Energía primaria del combustible (kWh)</b>	<b>Masa de combustible (kg)</b>	<b>Energía primaria del combustible (kWh)</b>	<b>Masa de combustible (kg)</b>
	Central termosolar multitorre		Central de ciclo combinado	
<b>Enero</b>	47682,17	3532,01	67479,09	4998,45
<b>Febrero</b>	35060,87	2597,10	67479,09	4998,45
<b>Marzo</b>	31501,45	2333,44	67479,09	4998,45
<b>Abril</b>	0	0	67479,09	4998,45
<b>Mayo</b>	0	0	70541,58	5225,30
<b>Junio</b>	0	0	95347,32	7062,76
<b>Julio</b>	0	0	104876,74	7768,65
<b>Agosto</b>	0	0	88303,57	6541,01
<b>Septiembre</b>	0	0	73322,98	5431,33
<b>Octubre</b>	53766,73	3982,72	67479,09	4998,45
<b>Noviembre</b>	55013,84	4075,10	67479,09	4998,45
<b>Diciembre</b>	61812,16	4578,68	67479,09	4998,45

**Tabla 49. Energía primaria del combustible consumido en la caldera y cantidad del mismo para cada día tipo del mes. Fuente: elaboración propia.**

Con la cantidad de gas natural quemada cada día representativo del mes, se puede obtener las emisiones de cada tipo de central en un año. Multiplicando cada valor por el número de días de los que dispone cada mes y sumando el resultado, se obtiene la cantidad de masa de combustible empleada en un año. Si se conoce la cantidad de CO<sub>2</sub> que se emite cada vez que se quema un kilogramo de gas natural, se pueden calcular las emisiones anuales de ambas centrales. Este valor es de aproximadamente 2,7 kg de CO<sub>2</sub>/kg gas natural (apuntes de energías renovables).

Las toneladas de CO<sub>2</sub> emitidas por cada central anualmente junto con la energía generan, se recogen en la tabla 50. Ambos valores permiten calcular los kilogramos de dióxido de carbono emitidos por cada kWh de energía producido.



	Central termosolar multitorre	Central de ciclo combinado
Energía anual (GWh)	14,872	
Emisiones de CO <sub>2</sub> anuales (toneladas)	1733,95	5508,21
Relación entre las emisiones y la energía producida ( $\text{kg CO}_2/\text{kWh}$ )	0,1166	0,3704

**Tabla 50. Valores anuales de energía producida y emisiones de CO<sub>2</sub> liberadas a la atmósfera. Fuente: elaboración propia.**

### 6.3.8 Análisis económico de la central

En este apartado, se realiza una estimación preliminar del precio del kWh producido de electricidad en la central multitorre que se ha diseñado en el apartado 6.3 y que consiste en una central de 30 torres con 3 paneles por lado. Para ello, es necesario hacer una estimación de los costes fijos implicados en la construcción de la planta. A continuación, se desglosan los datos según las partes que componen la central.

#### **Campo de heliostatos**

Se va a emplear un coste medio por cada metro cuadrado de área reflejante de los heliostatos de 180 € (Joga, 2012). El número de heliostatos se obtiene de la tabla 33, para el caso sin espejos alrededor de las torres. El resto de componentes incurrirán en el mismo coste en la central diseñada que en un caso monotorre. En un principio se podría pensar que al emplear espejos de mayor tamaño (Joga, 2012), se dispone de menos pedestales y estructuras. Sin embargo, estas son de mayor tamaño que en la configuración multitorre estudiada, por lo que el precio de los distintos componentes asociados a los heliostatos se puede mantener constante.

Elemento	Coste (€)
Estructura heliostatos	8.000.000
Pedestales	1.500.000
Cimentación	6.500.000
Control local	11.000.000
Mecanismos	23.000.000
Reflectores	22.500.000
Movimiento de tierras	7.000.000
Montaje en nave	2.000.000
Montaje y ajuste en campo	4.500.000
Cableado e instrumentación	10.000.000
<b>Total</b>	<b>86.000.000</b>

**Tabla 51. Desglose de precios de los componentes del campo de heliostatos. Fuente: Joga, 2012.**

El coste principal del campo de heliostatos recae sobre la superficie reflejante de los espejos y sobre el sistema de seguimiento solar. Ambos constituyen en torno al 50 % del valor del campo de heliostatos.

### **Sistemas receptores**

En el cálculo de los costes asociados a los sistemas receptores, compuestos por la torre y el propio receptor, se deben separar ambos casos. El precio de cada receptor empleado en la configuración multitorre se escalará linealmente en función del área exterior expuesta a la interceptación de la radiación, con respecto al área de un receptor de un caso monotorre (Joga, 2012).

Por el contrario, el precio de la torre se estima que variará de forma cuadrática con la altura, por lo que aplicando las ecuaciones 198 y 199 se obtendrá su valor (departamento de ingeniería térmica y de fluidos):

$$P' \cdot H_{monotorre}^2 = P_{monotorre} \quad (198)$$

$$N_{torres} \cdot P' \cdot h_{multitorre}^2 = P_{multitorre} \quad (199)$$

La altura de la torre, en el caso monotorre, se ha tomado igual a 140 m (Joga, 2012). Mientras que las empleadas en la configuración multitorre es de solo 16,7 m. El precio de la torre en la configuración monotorre es de diez millones de euros (Joga, 2012). El precio unitario por altura de la torre al cuadrado, se representa por  $P'$  y tiene unidades de €/m<sup>2</sup>. El número de torres en el caso diseñado es de treinta. En la tabla 52, se recogen los costes de esta parte de la central:

Elemento	Coste (€)
Receptores	11.200.000
Torres	4.300.000
<b>Total</b>	<b>15.500.000</b>

**Tabla 52. Desglose de precios de los componentes de los sistemas receptores. Fuente: elaboración propia**

En este punto se puede observar una de las principales ventajas de la tecnología multitorre, ya que el precio del conjunto de sistemas receptores es bastante inferior al de un caso monotorre, que es igual a 42 millones de euros (Joga, 2012).

### **Terreno**

En el caso de diseño de la central multitorre, se optará por comprar el terreno, en lugar de arrendarlo. La extensión aproximada de toda la central será igual a la del campo más la

que ocupe la isla de potencia. Esta última, se estima que ocupa unos 10.000 m<sup>2</sup> (departamento de ingeniería térmica y fluidos).

El precio por metro cuadrado de una finca rústica en Sevilla está en torno a los 4 €/m<sup>2</sup> (fincas rústicas, 2014). Por tanto, el desembolso que se debe realizar en el terreno, se muestra en la tabla 53:

Elemento	Coste (€)
Terreno	2.040.000
<b>Total</b>	<b>2.040.000</b>

**Tabla 53. Coste incurrido en la compra del terreno. Fuente: elaboración propia**

### ***Isla de potencia***

Con este nombre se denomina al conjunto de edificaciones y equipos encargados de obtener la electricidad. En este caso, los costes se van a suponer iguales a los de una configuración monotorre (departamento de ingeniería térmica y de fluidos). En el cuadro 54, se recogen los costes de cada elemento (Joga, 2012).

Elemento	Coste (€)
Obra civil	6.500.000
Equipos mecánicos	5.250.000
Equipos eléctricos	600.000
Montaje de equipos	1.000.000
Instrumentos de medición y control	1.200.000
Montaje de instrumentos de medición y control	300.000
Otros componentes	6.000.000
<b>Total</b>	<b>20.850.000</b>

**Tabla 54. Desglose del coste de los diferentes componentes de la isla de potencia. Fuente: adaptado de Joga, 2012.**

En el caso de los equipos mecánicos, eléctricos y el montaje, se ha escalado linealmente sus costes en función de la potencia de cada central. En el caso de una configuración monotorre, el valor es de 17,4 MW (Joga, 2012). Mientras que para la central multitorre estudiada se emplea la potencia recogida en la tabla 34, para un caso sin heliostatos alrededor de las torres, como el que se ha diseñado a lo largo de los apartados 6.3.

En el apartado de otros componentes se incluyen las tuberías y válvulas, los aislamientos y los distintos soportes empleados. Resalta por encima del resto el coste de los equipos mecánicos encargados de la producción de potencia, es decir, la turbina de vapor, las bombas, el condensador y el intercambiador generador de vapor.

### **Sistemas de almacenamiento térmico**

En este apartado se aportan los costes del sistema de almacenamiento térmico de 15 horas diseñado en el apartado 6.3.4. Debido a que las dimensiones serán similares a las de un caso monotorre, se emplearán los mismos costes que en este último caso (Joga, 2012).

Elemento	Coste (€)
Obra civil	4.000.000
Depósitos	20.000.000
Intercambiadores de calor	4.000.000
Calentadores de sales	2.000.000
Sales	45.000.000
<b>Total</b>	<b>75.000.000</b>

**Tabla 55. Desglose del coste de los diferentes componentes del sistema de almacenamiento térmico. Fuente: Joga, 2012.**

En la tabla 55 aparecen los costes de los distintos elementos que componen el sistema de almacenamiento, destacando por encima del resto, el valor de las sales fundidas empleadas como fluido de trabajo.

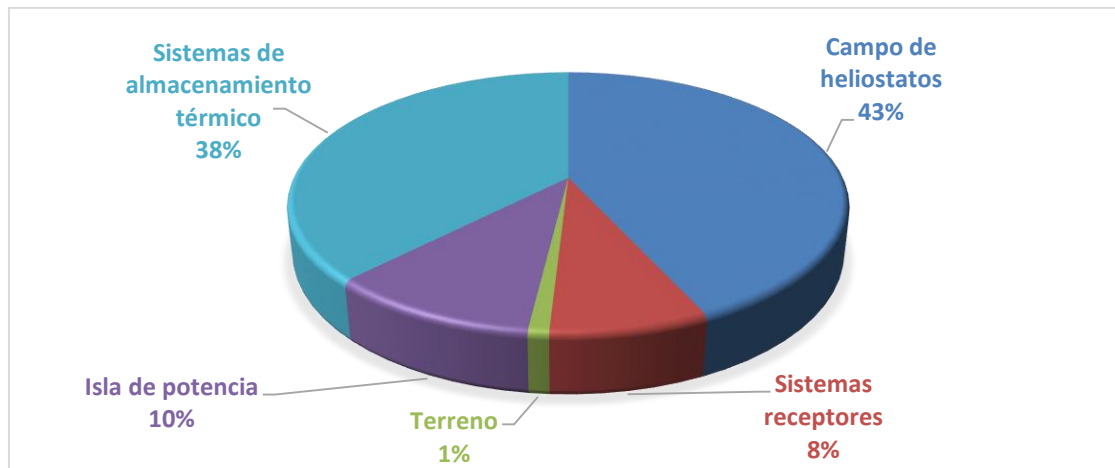
### **Coste fijo de la planta diseñada**

La suma de los costes de los diferentes componentes de la central, dan lugar al coste fijo de la misma. Este resultado se recoge en la tabla 59:

Elemento	Coste (€)
Campo de heliostatos	86.000.000
Sistemas receptores	15.500.000
Terreno	2.040.000
Isla de potencia	20.850.000
Sistemas de almacenamiento térmico	75.000.000
<b>Total</b>	<b>199.390.000</b>

**Tabla 56. Desglose del coste de los diferentes componentes del sistema de almacenamiento térmico. Fuente: elaboración propia.**

Realizando un diagrama como el de la figura 115, se puede apreciar mejor la distribución de los costes de cada componente de la central.



**Figura 115. Coste fijo de cada sistema de la central en referencia al total. Fuente: elaboración propia.**

De este modo, se observa que más de un tercio del coste fijo de una central multitorre está ligado al campo de heliostatos, en concreto un 43 %. Ligeramente por debajo, se encuentran los sistemas de almacenamiento térmico, con un 38 % del coste total.

#### **Coste variable de la planta diseñada**

Hasta ahora no se han tenido en cuenta los costes variables derivados de la operación de la central. Estos recogen los gastos propios de la limpieza y mantenimiento de los espejos, mantenimiento del receptor y la isla de potencia, los sueldos de los trabajadores de la central, edificios secundarios como pueden resultar ser las oficinas y el consumo de gas natural necesario para mantener las condiciones nominales de generación de energía.

Este importe a diferencia de lo que ocurre con los costes fijos, se debe tener en cuenta todos los años de operación de la central. Debido a la dificultad que entraña su obtención se supondrán como un porcentaje del coste fijo. Se tomará un 1 % del coste fijo de la central multitorre (departamento de ingeniería térmica y de fluidos).

Coste fijo (€)	Porcentaje (%)	Coste variable anual (€/año)
199.390.000	1	2.000.000

**Tabla 57. Coste variable anual obtenido en función del coste fijo de la central. Fuente: elaboración propia.**

#### **Coste de producción de la electricidad**

Se pretende realizar un cálculo preliminar medio, indicativo del coste de producción de la electricidad en la central multitorre. Los cálculos se realizarán bajo unas condiciones desfavorables en las que no se dispone de fondos para realizar ninguna inversión inicial.

Por tanto, es necesario pedir un préstamo para costear la parte fija de los costes de la central. El interés nominal del 3 % (departamento de ingeniería térmica y de fluidos).

Para realizar los cálculos es necesario seleccionar un periodo de amortización de la central, que será de treinta años (departamento de ingeniería térmica y de fluidos). De esta forma, se puede calcular el precio de la energía producida el primer año, partiendo de la cuantía del préstamo y de las cuotas que se devuelven en un año. Este será el caso más desfavorable, ya que si se tuviesen en cuenta otros años tendría que haberse incorporado la depreciación del dinero en ese periodo.

Como no es objetivo de este trabajo realizar un análisis tan completo, se empleará la hoja de Excel proporcionada por *Ámbito Financiero*, ver bibliografía. En la tabla 58, se muestra la cuantía del préstamo, devuelta al comienzo de la operación de la central.

<b>Coste fijo</b>	199.390.000 €
<b>Interés nominal</b>	3 %
<b>Periodo de amortización</b>	30 años
<b>Pagos realizados el primer año</b>	6.625.000 €

**Tabla 58. Costes relativos a la central y amortización anual. Fuente: elaboración propia.**

A los pagos realizados el año de puesta en funcionamiento de la central hay que sumarle los costes variables debidos a la normal operación de la planta. De este modo, se obtiene el coste anual de operación de la central multitorre. El pago de la parte variable es asumible por el propietario de la planta sin incurrir en ningún tipo de préstamo. Se puede obtener el precio de la energía producida el primer año, que es el caso más desfavorable, si se tiene en cuenta la electricidad generada anualmente. El valor final se presenta en el cuadro 59:

<b>Elemento</b>	<b>Coste (€)</b>
Pagos realizados el primer año	6.625.000 €
Coste variable anual (€)	2.000.000 €
Total anual primer año (€)	8.625.000 €
Energía anual producida (kWh)	14,872·10 <sup>6</sup>
<b>Coste de la electricidad producida en el primer año (€/kWh)</b>	<b>0,580</b>

**Tabla 59. Coste de producción de la electricidad. Fuente: elaboración propia**

El precio de venta de la energía producida a través del régimen especial que se recoge en el Real Decreto 661/2007 es de 26,9675 c€/kwh durante los primeros 25 años de operación de la central. Posteriormente, en el Real Decreto ley 2/2013 se derogaron las primas de referencia. En base al precio de producción que se muestra en la tabla 59, la energía no podrá ser vendida a las empresas distribuidoras a ese precio, por lo existen dos posibilidades. El primero consiste en intentar vender la energía en el mercado libre, a un precio ligeramente superior al expuesto en el Real Decreto, para reducir las pérdidas el primer año. Sin embargo, es extraño que este hecho pueda producirse, por lo que se deberá vender al precio de la tarifa regulatoria asumiendo las pérdidas económicas que se producen el primer año. Se espera que el precio de producción eléctrica de la central



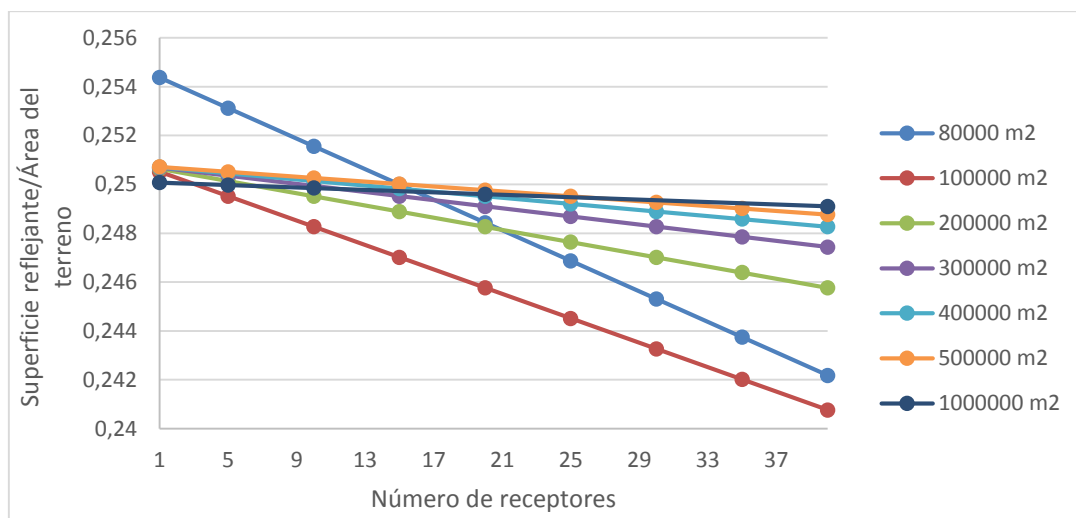
multitorre disminuya cada año debido a la amortización de los equipos y a la depreciación del dinero. Además, se suele hablar de que la vida de estas centrales se puede llegar a prolongar durante cuarenta años, diez más que el periodo de amortización supuesto. Es importante reconocer que el precio aquí calculado es una aproximación sujeta a muchas hipótesis



## 6.4 Análisis preliminar del efecto del tamaño del campo de heliostatos

El objetivo fundamental en este apartado es estudiar la evolución de distintos parámetros operativos de las centrales de configuración multitorre con el número de torres y el tamaño del terreno. Para simplificar los cálculos e independizar los resultados de las distintas configuraciones de receptores, se seleccionará un receptor de un único panel por lado, con las características recogidas en la tabla 18. Debido al alto coste de computación del comportamiento de la central a lo largo de un año, los cálculos para otras configuraciones con más de un panel por lado no se abordarán. En cualquier caso, para más números de paneles por lado, las tendencias de los resultados con el número de torres y tamaño del terreno tienen una forma similar que con un solo panel por lado. También se ha optado por eliminar los heliostatos más cercanos a la torre, ya que la mejora que estos reportan es mínima pero complican y encarecen el funcionamiento de la central.

Antes de analizar cualquier parámetro operativo de la central, se estudiará la evolución de la superficie reflejante frente al tamaño del terreno, presentado en la leyenda de la gráfica 116. Se muestran los resultados para las configuraciones recogidas en la tabla 28.



**Figura 116. Relación superficie reflejante frente al área del terreno para receptores con un panel por lado. Fuente: elaboración propia.**

Los resultados muestran cómo para un tamaño de campo determinado la relación de la superficie reflejante frente al aumento del número de torres disminuye. Es lógico obtener esta tendencia ya que el número de heliostatos que forman el campo es menor. Para un número de torres determinado, no se observa un patrón claro de tendencia en la relación entre la superficie reflejante y el tamaño del campo. El cálculo del área reflejante se realiza partiendo del número de heliostatos presente en el campo, multiplicado por el área reflejante, que se recoge en la tabla 13. El número de heliostatos que componen cada

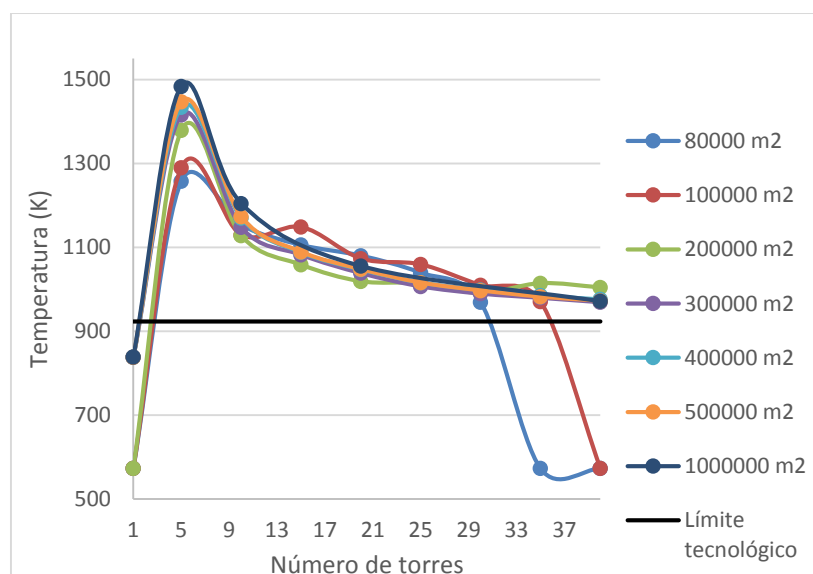
configuración de campo solar se muestra en la tabla 60. Estos se obtienen a través de la función CampoSolarMT2.m, explicada en el apartado 3.2.1.

Número de torres Área de campo	1	5	10	15	20	25	30	35	40
80.000	7323	7287	7242	7197	7152	7107	7062	7017	6972
100.000	9015	8979	8934	8889	8844	8799	8754	8709	8664
200.000	18039	18003	17958	17913	17868	17823	17778	17733	17688
300.000	27063	27027	26982	26937	26892	26847	26802	26757	26712
400.000	36087	36051	36006	35961	35916	35871	35826	35781	35736
500.000	45111	45075	45030	44985	44940	44895	44850	44805	44760
1.000.000	89991	89955	89910	-	89820	-	-	-	89640

**Tabla 60. Número de heliostatos que componen el campo solar. Fuente: elaboración propia.**

#### 6.4.1 Estudio de la evolución de la temperatura de tubo con el número de receptores y el tamaño del campo solar

La temperatura que soporta la superficie exterior del tubo donde incide la radiación solar, es un parámetro limitante en el diseño de las plantas termosolares multitorre. Como se ha comentado a lo largo del trabajo, esta temperatura debe ser inferior a 650°C, o el valor equivalente en Kelvin (Rodríguez-Sánchez y otros, 2013). En la figura 117 se muestran las temperaturas alcanzadas en los tubos de los receptores de las distintas disposiciones



**Figura 117. Temperatura exterior del tubo para distintas configuraciones con receptores con un panel por lado. Fuente: elaboración propia**

En los resultados de la figura 117 existen determinadas configuraciones en las que la central no llega a funcionar en ningún momento del año, ya que la radiación es insuficiente para cumplir las restricciones de velocidad de circulación por el interior de los tubos explicadas en el tema 4. Estos son fácilmente distinguibles porque muestran un valor de 573,15 K, que coincide con la primera estimación realizada para comenzar el proceso iterativo.

Como puede observarse en la figura 117, cualquiera de las configuraciones monotorre cumple la limitación de la temperatura de los tubos. Esto no ocurre así con las disposiciones multitorre. Todas ellas soportan temperaturas en la superficie de los tubos por encima de la admisible. Se observa una tendencia decreciente con el aumento del número de torres. A partir de los diez receptores, los resultados obtenidos para configuraciones de 200.000 m<sup>2</sup> a 500.000 m<sup>2</sup> son muy similares. Las temperaturas alcanzadas por los tubos se presentan en la tabla 61.

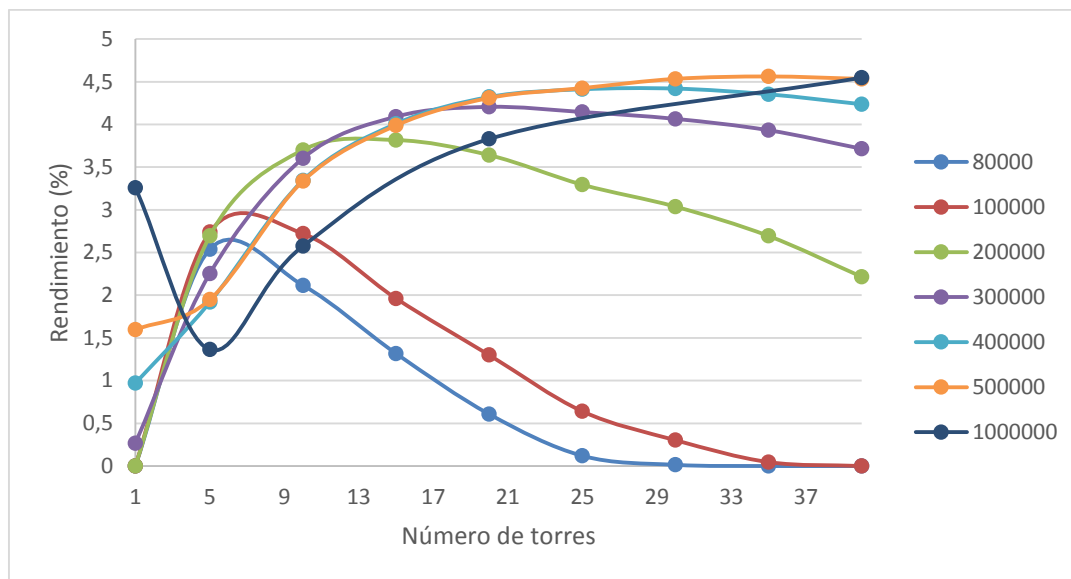
<b>Número de torres</b> <b>Área de campo</b>	<b>1</b>	<b>5</b>	<b>10</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>30</b>	<b>35</b>	<b>40</b>
<b>80.000</b>	573,2	1257,8	1153,4	1106,0	1080,5	1039,6	969,2	573,2	573,2
<b>100.000</b>	573,2	1289,8	1129,9	1148,7	1073,5	1059,4	1010,0	970,9	573,2
<b>200.000</b>	573,2	1378,9	1127,9	1059,0	1019,4	1014,8	991,6	1014,8	1004,9
<b>300.000</b>	838,2	1415,88	1148,2	1082,7	1038,9	1007,2	990,0	980,0	969,5
<b>400.000</b>	838,2	1434,2	1170,5	1088,3	1047,4	1016,4	998,5	985,4	976,3
<b>500.000</b>	838,3	1446,7	1173,4	1089,6	1048,1	1016,0	997,3	982,4	972,6
<b>1.000.000</b>	838,9	1483,9	1204,9	-	1055,6	-	-	-	971,8

**Tabla 61. Temperaturas máximas anuales de la superficie exterior de los tubos. Fuente: elaboración propia.**

A la vista de los resultados de la tabla 61, una posible opción para resolver el problema de la temperatura que alcanzan los tubos, es incluir un mayor número de paneles tal y como se ha hecho en apartados anteriores. Este proceso encarecerá la fabricación y el mantenimiento de los receptores, debido a su mayor complejidad técnica y operativa.

#### **6.4.2 Estudio de la evolución del rendimiento total anual con el número de receptores y el tamaño del campo solar**

El rendimiento total anual se define a través de la ecuación 174. Este parámetro nos aporta la cantidad de radiación recibida en el campo de heliostatos que logra transformarse en trabajo útil extraído de la turbina del ciclo de potencia. En la figura 118 se recogen los valores del rendimiento total anual para cada disposición. De este modo, se puede analizar el comportamiento seguido frente al número de receptores y al tamaño del campo.



**Figura 118. Rendimiento total anual de distintas configuraciones de terreno para receptores con un panel por lado. Fuente: elaboración propia.**

Las curvas de rendimiento total para cada tamaño de terreno estudiado, presentan un máximo para un número de torres determinado. Este valor se desplaza hacia un mayor número de receptores a medida que el tamaño del campo aumenta. A partir de este punto, no resulta rentable llevar a cabo el diseño de una central con disposiciones que presenten un mayor número de torres, ya que el coste aumentará. Por lo tanto, cualquier configuración que se seleccione, debe disponer del rendimiento máximo para el tamaño de terreno considerado. De lo contrario, solo se deberían considerar disposiciones con un menor número de torres para el mismo tamaño de terreno, que logren abaratar los costes sin penalizar en exceso el rendimiento total conseguido.

Los valores de los rendimientos totales anuales considerados, en tanto por ciento, se recogen en la tabla 62. También aparecen resaltados los valores máximos para cada tamaño de terreno.

Número de torres Área de campo	1	5	10	15	20	25	30	35	40
80.000	0	2,5385	2,1160	1,3170	0,6073	0,1196	0,0137	0	0
100.000	0	2,7407	2,7209	1,9616	1,2992	0,6404	0,3028	0,0458	0
200.000	0	2,6950	3,7010	3,8172	3,6407	3,2946	3,0375	2,6939	2,2157
300.000	0,2677	2,2545	3,6039	4,0913	4,2056	4,1454	4,0652	3,9325	3,7153
400.000	0,9706	1,9178	3,3458	4,0087	4,3215	4,4117	4,4197	4,3530	4,2369
500.000	1,5957	1,9491	3,3374	3,9887	4,3102	4,4254	4,5339	4,5619	4,5335
1.000.000	3,2582	1,3630	2,5757	-	3,8296	-	-	-	4,5477

**Tabla 62. Rendimiento total anual de las distintas configuraciones, en tanto por ciento, para receptores con un panel por lado. Fuente: elaboración propia.**

### 6.4.3 Estudio de la evolución del rendimiento total anual con el número de receptores y el tamaño del campo solar

Un valor importante para proyectar una central de receptor central es la cantidad de sal calentada que se obtiene en el día de diseño, es decir, en un día de abril. Fijando un número de horas de funcionamiento del bloque generador de potencia, se obtendría la potencia nominal de la central. De esta forma, se pueden obtener los valores de la cantidad de sal diaria calentada, a través de la ecuación 108, para el día representativo del mes de abril que aporta unos resultados intermedios a los obtenidos a lo largo del año. En la figura 119, se recogen kilogramos de sal calentada durante todo el día de abril para diferentes configuraciones.

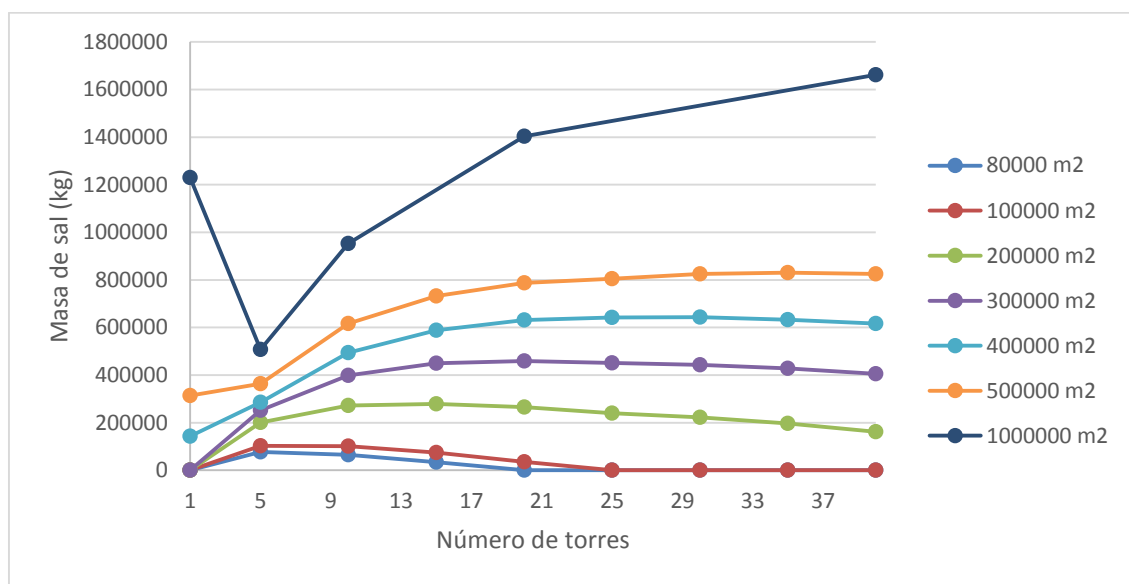


Figura 119. Cantidad de sal calentada para un día de abril para receptores con un panel por lado. Fuente: elaboración propia.

Los resultados muestran cómo un aumento del número de receptores para un tamaño de campo fijo, conduce en una mayor cantidad de sal calentada hasta alcanzar un máximo. Este punto coincide con el máximo rendimiento total anual, para ese tamaño de terreno. Los valores la cantidad de sal calentada son crecientes a medida que aumenta la extensión del terreno. Esto es debido a que el número de heliostatos capaces de interceptar la radiación es mayor. En la tabla 63 se muestran los resultados obtenidos para las distintas configuraciones.

Número de torres Área de campo	1	5	10	15	20
80.000	0	77705	64624	34955	0
100.000	0	102569	101816	75001	36251
200.000	0	201067	272665	279205	265487



<b>300.000</b>	0	252350	398894	449453	459894
<b>400.000</b>	142699	286311	494926	588687	631275
<b>500.000</b>	314612	363654	617056	732356	787346
<b>1.000.000</b>	1229802	507224	952598	-	1403569

Área de campo \ Número de torres	Número de torres			
	25	30	35	40
<b>80.000</b>	0	0	0	0
<b>100.000</b>	0	0	0	0
<b>200.000</b>	240330	221923	196490	162475
<b>300.000</b>	451667	443352	428455	404982
<b>400.000</b>	642166	643111	633360,6	616090
<b>500.000</b>	805268	825115	830430,9	824947
<b>1.000.000</b>	-	-	-	1661263

**Tabla 63. Gastos máxicos instantáneos de un día de abril para distintas configuraciones.**

**Fuente: elaboración propia.**

Los valores recogidos en la tabla 63, que se presentan como ceros, significan que la central no recibe la radiación suficiente procedente del campo solar para lograr calentar la sal. En ese caso las pérdidas de calor con el exterior son tan importantes que la circulación de la sal por el interior de los tubos del receptor debería ser extremadamente lenta, generando problemas de obstrucciones y elevación de la temperatura del tubo. A la vez, la cantidad de sal que se calentaría sería tan pequeña que no resulta rentable poner en funcionamiento todos los equipos.







## TEMA 7: CONCLUSIONES

### 7.1 Resumen de los principales resultados

A lo largo del trabajo se han expuesto los procesos seguidos en el diseño de una central termosolar de receptor central con configuración multitorre, con el objetivo de obtener la configuración más adecuada térmica y económicamente. Se ha partido de una serie de ecuaciones y modelos que son capaces de simular el comportamiento de las distintas partes de la central, desde el bloque generador de potencia hasta la radiación incidente sobre las torres.

#### *Diseño campo de heliostatos*

Se ha elegido un tamaño de campo de forma arbitraria, que está situado entre las grandes extensiones que emplean las configuraciones de un único receptor central y la única central multitorre que se encuentra en funcionamiento en la actualidad, Sierra Sun Tower. El emplazamiento elegido para la central del presente trabajo es muy cercano al lugar donde opera la central Gemasolar. Por este motivo, y por la disponibilidad de datos meteorológicos, se ha decidido situar la central multitorre diseñada en las cercanías de la localidad sevillana de La Luisiana.

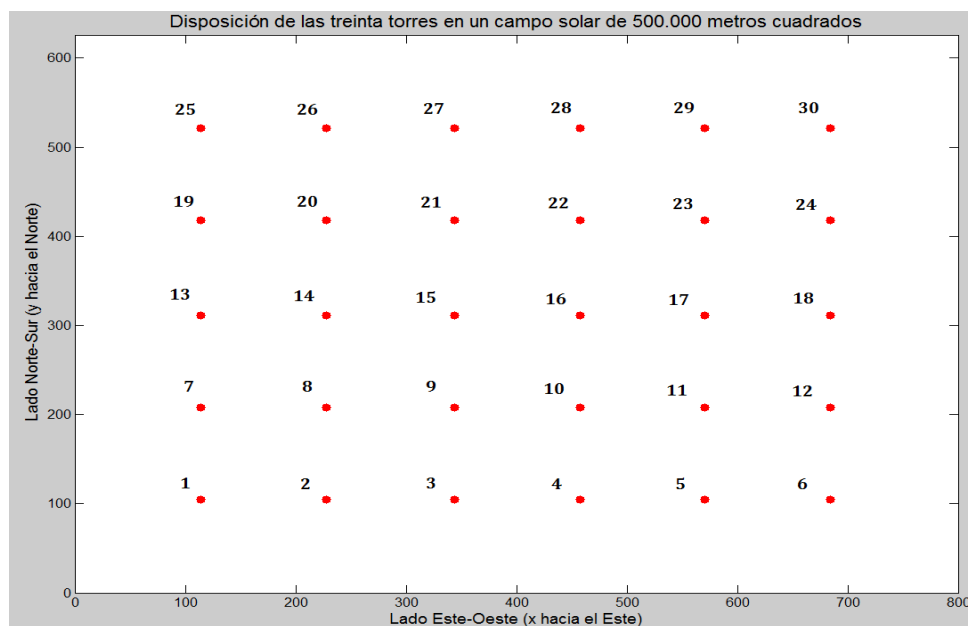
El área total es de  $500.000 \text{ m}^2$ , siendo la longitud orientada en la dirección Este-Oeste mayor que la que se ubica en la dirección Norte-Sur. Para favorecer la flexibilidad en la operación de los heliostatos en la que se apoya la tecnología multitorre se ha empleado una configuración rectangular del campo de heliostatos. De esta forma se facilita el

cambio de orientación de los mismos hacia una torre que reporte mayor eficiencia óptica. En la tabla 64, se recogen las principales características del campo solar escogido.

Ubicación de la estación meteorológica	
Latitud	37,526
Longitud	-5,227
Dimensiones del campo de heliostatos	
Área del terreno	500.000 m <sup>2</sup>
Longitud Este-Oeste	800 m
Longitud Norte-Sur	625 m

**Tabla 64. Coordenadas de la estación meteorológica más cercana y dimensiones del campo solar. Fuente: elaboración propia.**

La estación meteorológica de la que se han obtenido los datos de radiación directa normal a los rayos incidentes, está ubicada en el término municipal de la propia localidad de La Luisiana. Por tanto, es la fuente más cercana de obtención de los datos meteorológicos y de radiación.



**Figura 120. Recorrido de la sal a través de las torres que existen en el campo de heliostatos. Fuente: elaboración propia.**

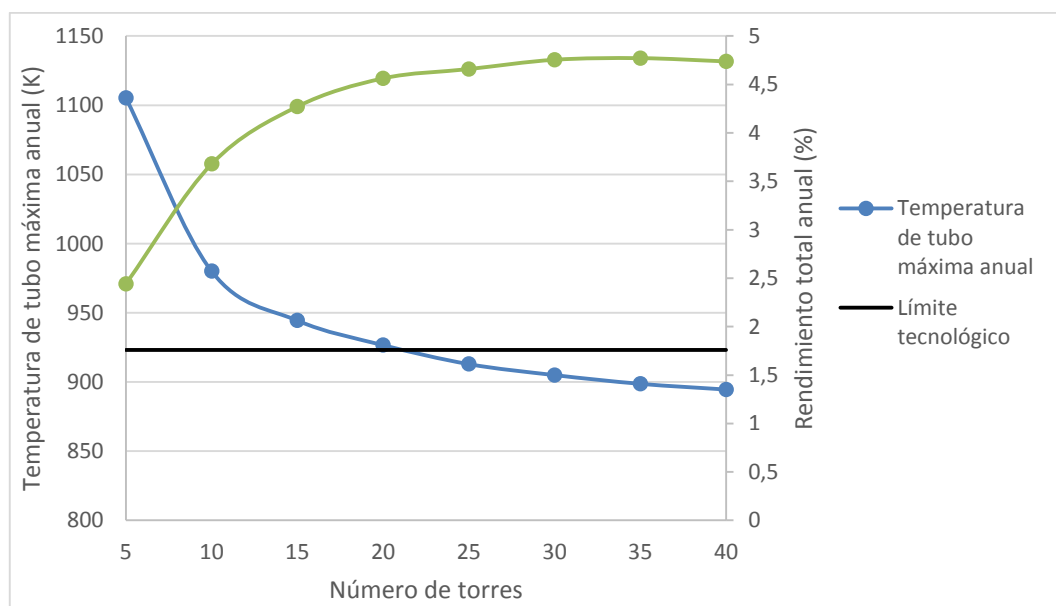
En la figura 120, se presenta la disposición de las torres en el campo de heliostatos y se numera el recorrido que sigue la sal a través de ellas. Todos los cálculos realizados en este trabajo conforman un estudio preliminar en el que se mantiene dicho recorrido por su sencillez. Queda fuera del alcance del presente trabajo el estudiar otras configuraciones de recorrido diferentes.

### **Configuración del receptor**

Como resultado del proceso de obtención de la configuración más adecuada, se ha definido el tipo de receptor empleado. Las dimensiones se han seleccionado en base a razón de la relación lineal existente con el diámetro del receptor empleado en Gemasolar (Singer y otros, 2010) y el diámetro del receptor en configuraciones multitorre, a través de la altura de las torres. Con el objetivo de reducir las pérdidas de calor con el exterior, en un intento de minimizar el área expuesta al ambiente, se ha seleccionado una altura de la torre igual al diámetro.

En búsqueda de la configuración más adecuada, se ha tenido en cuenta el factor limitante impuesto por la máxima temperatura que soporta la superficie exterior de los tubos que configuran cada receptor. Por este motivo, se han realizado una serie de códigos en Matlab para obtener la radiación solar que recibe cada receptor, resolver el circuito de radiación que modela térmicamente al receptor y calcular las temperaturas de la sal y la superficie exterior de los tubos. El límite tecnológico en este último caso se sitúa en unos 650°C (Rodríguez-Sánchez y otros, 2013)

Se ha partido de la configuración de receptor más simple, es decir, un único panel por lado, demostrando que el requisito de la temperatura máxima no se cumple, ver figura 100. El siguiente paso ha consistido en aumentar el número de paneles y estudiar los resultados. Finalmente se ha optado por emplear un máximo de tres paneles por lado, ya que el rendimiento total es mayor que en configuraciones con un menor número de paneles. El empleo de un mayor número de paneles no se ha tenido en cuenta, debido a las dimensiones del receptor, de solo un metro de diámetro y altura, aparte de que aumentaría el coste de los mismos.



**Figura 121. Temperatura de tubo máxima y evolución del rendimiento total anual, para el terreno seleccionado de 500.000 m<sup>2</sup>. Fuente: elaboración propia.**

El análisis de los resultados mostrados en la figura 121, ha determinado que la mejor configuración consiste en disponer de treinta torres. Aunque no es la disposición con mayor rendimiento total anual, el incremento del coste de instalación producido por más de 30 receptores, se considera más desfavorable que la mejora térmica que estos introducen. Los resultados de los parámetros operativos de la central que han determinado su elección se presentan en el cuadro 65.

Parámetro	Valor
Temperatura máxima de los tubos	904,97 K
Rendimiento total anual	4,755 %

**Tabla 65. Parámetros operativos tenidos en cuenta en la selección de la configuración final. Fuente: elaboración propia.**

Así y tras lo expuesto anteriormente, en la tabla 65, se muestran los datos que caracterizan la configuración del campo de heliostatos del caso seleccionado, que dispone de una extensión de 500.000 m<sup>2</sup>.

Torres	
Dirección Este-Oeste	6
Dirección Norte-Sur	5
Total	30
Heliostatos	
Número de columnas de heliostatos	240
Número de filas de heliostatos	188
Total	44850

**Tabla 66. Parámetros que caracterizan la distribución de las torres y los heliostatos en el campo solar de 500.000 m<sup>2</sup>. Fuente: elaboración propia.**

El valor del número total de heliostatos, recogido en la tabla 66, corresponde con una configuración donde se han eliminado los heliostatos más cercanos a cada torre. El número de columnas de heliostatos muestra la cantidad de heliostatos situados en la dirección Este-Oeste del campo. El número de filas, muestra los heliostatos que conforman el lado Norte-Sur.

### **Potencia nominal y comparación con central de campo completo**

La determinación de la potencia nominal de la central se ha realizado con los resultados obtenidos para el día representativo de abril. Se ha seleccionado este día por poseer valores medios de radiación respecto al resto de días del año. A continuación, se han fijado quince horas de funcionamiento de la central, lo que ha permitido obtener el gasto másico instantáneo de sales que debe circular durante ese tiempo. Con este valor se ha obtenido la potencia nominal de la central. En el cuadro 67, se recogen los valores que definen la potencia de la central.

Parámetro	Valor
Gasto másico de diseño	16,025 kg/s
Horas de funcionamiento de la central	15 horas
Potencia nominal	2,429 MW

**Tabla 67. Parámetros de diseño y potencia nominal de la central. Fuente: elaboración propia.**

Posteriormente, se han comparado los resultados obtenidos para la disposición elegida con una central multitorre que ocupa un área equivalente y dispone del mismo número de torres pero que posee heliostatos junto a las mismas. Los valores de potencias nominales y rendimientos totales anuales, se recogen en la tabla 34 del apartado 6.3.2. Se muestra así, como la eliminación de los heliostatos que rodean a las torres apenas ha empeorado los resultados obtenidos para la configuración seleccionada de la central. Un incremento relativo menor al 1 % tanto en el rendimiento total como en la potencia nominal de la central indica que la supresión de los heliostatos está justificada. De esta forma, se reducen los costes de instalación de estos heliostatos y los costes de mantenimiento y limpieza en los que incurrirán en el futuro.

### ***Caracterización térmica***

Los resultados obtenidos con el código desarrollado en el trabajo han permitido un análisis horario de los días escogidos. Dicho análisis ha tenido como fin obtener el calor que se transfiere a la sal. Además se ha podido monitorizar el funcionamiento de la central y comprobar la evolución del proceso de calentamiento de las sales. Así se han determinado los puntos más conflictivos durante la operación de la central. Estos pueden ayudar a la elaboración de programas de mantenimiento y revisiones específicos, realizados por los encargados de la central. Estas zonas más propensas a fallos se sitúan en los últimos receptores del campo o en aquellos que disponen de un mayor número de receptores enfocándoles

### ***Sistema de almacenamiento térmico***

En cuanto al sistema de almacenamiento, se han detallado las dimensiones de los tanques encargados de almacenar las sales durante el funcionamiento de la central. El volumen de los tanques se ha calculado a partir de la masa de sal que se debe almacenar para las condiciones de insolación más exigidas; es decir, para el mes donde se calienta un volumen de sal mayor. Este es el caso de julio. Los resultados de las dimensiones de los tanques se recogen en la tabla 42. Tanto la altura del depósito como su diámetro se ha demostrado que deben ser iguales para minimizar las pérdidas de calor con el exterior. De esta manera, se han logrado depósitos cilíndricos con la menor relación área entre volumen

### **Intercambiadores de calor**

Para terminar de diseñar los equipos implicados en la transmisión de calor al agua que recorre el ciclo Rankine de potencia, se han aportado valores reales de las dimensiones y comportamiento del conjunto de intercambiadores de calor que actúan como generador de vapor. Para ello, se ha dividido el proceso de transferencia de calor en tres etapas que se llevan a cabo en el precalentador o también llamado economizador, en el evaporador y en el sobrecalentador.

El empleo del método P-NTU permite la obtención del área de transferencia a partir de las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos del intercambiador. Todas ellas son conocidas, ya sea a través de los datos obtenidos del programa de cálculo termodinámico *Cyclepad* o por imposición, de forma que se produzca un intercambio de calor sin dañar a los equipos y los materiales que los componen. Los resultados más importantes del diseño realizado en el trabajo para los intercambiadores de calor tubo-carcasa que se emplean en la generación de vapor, se resumen en la tabla 68.

	Precalentador	Evaporador	Sobrecalentador
Configuración			
Tipo de intercambiador	Tubo-carcasa		
Disposición de los tubos	Triangular, 30°		
Condiciones de operación			
$\dot{m}_{\text{sal diseño}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	16,025		
$\dot{m}_{\text{agua diseño}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	1,711		
Temperatura de entrada de la sal (°C)	324,60	419,90	565,00
Temperatura de salida de la sal (°C)	290,00	324,60	419,90
Temperatura de entrada del agua (°C)	45,63	304,60	314,60
Temperatura de salida del agua (°C)	304,60	314,6	540,00
Número de pasos por los tubos	2		
Número de carcassas	1		3
Número de tubos	100	200	800
Número de baffles	27	-	42
Pérdida de carga en un tubo (Pa)	741,94	236,00	162,59

Pérdida de carga de la carcasa (Pa)	724,62	5231,47	2625,99
<b>Dimensiones</b>			
Diámetro de la carcasa (m)	0,55	1,02	1,57
Longitud de la carcasa (m)	2,32	3,38	12,25

**Tabla 68. Dimensiones de los intercambiadores y distintos parámetros que caracterizan su operación para el día de diseño. Fuente: elaboración propia.**

Los resultados obtenidos han demostrado la viabilidad técnica y constructiva de los intercambiadores diseñados para la central multitorre del trabajo. Se han obtenido unas dimensiones que logran cumplir las limitaciones del parámetro de esbeltez y de la longitud máxima de la carcasa. Sin embargo, también hay que tener en cuenta en el correcto funcionamiento de los intercambiadores de calor la pérdida de presión que experimentan los fluidos al recorrer los equipos. En total el fluido que recorre un tubo sufre una pérdida de presión de 1140,53 Pa, mientras que el agua que recorre la carcasa y acaba convirtiéndose en vapor sobrecalentado sufre una pérdida de carga de 8582,08 Pa. Estos valores son perfectamente asumibles por los equipos encargados de bombear los fluidos a la velocidad adecuada, sin significar un consumo de potencia importante (departamento de ingeniería térmica y de fluidos).

También se ha asegurado el correcto funcionamiento de los equipos el día que se encuentran más exigidos. Este coincide con el día representativo de julio, en el que una mayor cantidad de sales puede circular por los intercambiadores, manteniendo las quince horas de operación de la central, ya que se calienta más sal que en el mes de abril empleado como diseño. Para estos mayores gastos máxicos que circulan instantáneamente por los intercambiadores, tabla 45, se ha comprobado que el comportamiento térmico e hidráulico de los intercambiadores que componen el generador de vapor es correcto.

El análisis térmico realizado confirma que los intercambiadores pueden operar sin que se produzcan inversiones en la dirección del flujo de calor, la cristalización de la sal a la salida del precalentador o el cruce de temperaturas entre la entrada del agua al evaporador y la salida de la sal del mismo.

En cuanto a la parte hidráulica, en la tabla 69, se presentan los resultados conjuntos de la pérdida de carga para el día de diseño y para un día de julio, junto con la diferencia relativa entre ambos.

	<b>Pérdida de presión (Pa)</b>	
	<b>Tubo</b>	<b>Carcasa</b>
<b>Abril</b>	1140,53	8582,08
<b>Julio</b>	2421,01	12671,92

**Tabla 69. Pérdida de presión en un día de abril y en otro de julio. Fuente: elaboración propia.**



El incremento que se produce en la pérdida de carga en el fluido que recorre los tubos, es decir, en las sales fundidas, es de un 52,89 % si se compara el día de julio con el de abril. Este aumento es menos significativo en el caso del agua que recorre las diferentes carcassas, donde las pérdidas aumentan en un 32,27 %. Sin embargo, en el peor de los casos, la pérdida de presión que sufre el agua no alcanza los 13 kPa. Un análisis más profundo, ha servido para determinar la causa principal de la pérdida de carga en los tubos. En la tabla 70, se muestra el coeficiente de fricción, el término correspondiente a las pérdidas primarias y el sumatorio de pérdidas secundarias.

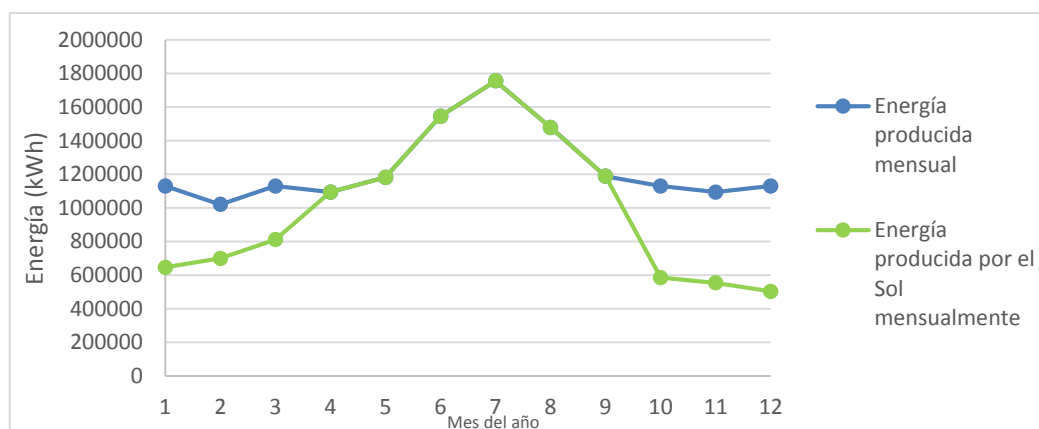
	Precalentador		Evaporador		Sobrecalentador	
	Abril	Julio	Abril	Julio	Abril	Julio
$f$	0,0388	0,0339	0,0424	0,0369	0,0446	0,0287
$\frac{f \cdot N_p \cdot L_t}{d_i}$	5,6202	4,9104	7,6874	6,6902	34,1763	21,9923
$\sum K$	2,8324		2,8324		2,8324	

**Tabla 70. Desglose de las pérdidas de presión en los tubos, para abril y julio. Fuente: elaboración propia.**

A la vista de los resultados obtenidos, tabla 70, las pérdidas secundarias deben tenerse en cuenta en las estimaciones de la pérdida de carga total en el precalentador y el evaporador, ya que son del mismo orden de magnitud. Sin embargo, en el sobrecalentador el efecto de las pérdidas secundarias puede ser despreciado.

### **Análisis energético**

Una vez que se han diseñado los distintos equipos que componen la central termosolar objeto del trabajo, queda conocer la energía útil, en forma de electricidad, que es capaz de producir en distintos periodos de tiempo. En la figura 114 del tema 6, se mostró la energía eléctrica producida cada día representativo del mes. A continuación, se mostrarán los resultados correspondientes a los meses completos del año, en la figura 122.



**Figura 122. Energía producida mensualmente por la central multitorre diseñada. Fuente: elaboración propia.**

Durante los meses comprendidos entre abril y septiembre, la energía producida en la central multitorre procede completamente del recurso solar. El resto de meses se ha necesitado del apoyo de la caldera de gas natural. La cantidad de energía obtenida de la caldera se representa como el área encerrada entre ambas curvas.

La producción mensual se obtiene multiplicando la producción diaria obtenida para cada día tipo por el número de días del mes correspondiente. Estos valores se recogen en la tabla 71:

<b>Energía mensual (kWh)</b>					
<b>Mes</b>	<b>Energía producida</b>	<b>Energía procedente del Sol</b>	<b>Mes</b>	<b>Energía producida</b>	<b>Energía procedente del Sol</b>
<i>Enero</i>	1129600	646048	<i>Julio</i>	1755637	1755637
<i>Febrero</i>	1020284	699135	<i>Agosto</i>	1478202	1478202
<i>Marzo</i>	1129600	810139	<i>Septiembre</i>	1187832	1187832
<i>Abril</i>	1093161	1093161	<i>Octubre</i>	1129600	584344
<i>Mayo</i>	1180866	1180866	<i>Noviembre</i>	1093161	553255
<i>Junio</i>	1544627	1544627	<i>Diciembre</i>	1129600	502754

**Tabla 71. Energía total producida por la central multitorre y cantidad de energía procedente del Sol en cada mes del año Fuente: elaboración propia.**

La suma de las energías producidas mensualmente proporciona la cantidad de electricidad generada en un año. Este valor resulta ser 14,872 GWh, teniendo en cuenta la energía aportada por la caldera de gas.

### **Ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub>**

Entre las ventajas del empleo de las energías renovables, como es el caso de la central termosolar de configuración multitorre diseñada, se encuentra el ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera. Se ha comprobado la diferencia de emisiones entre la central termosolar diseñada y una central de referencia de ciclo combinado como las usadas en la actualidad.

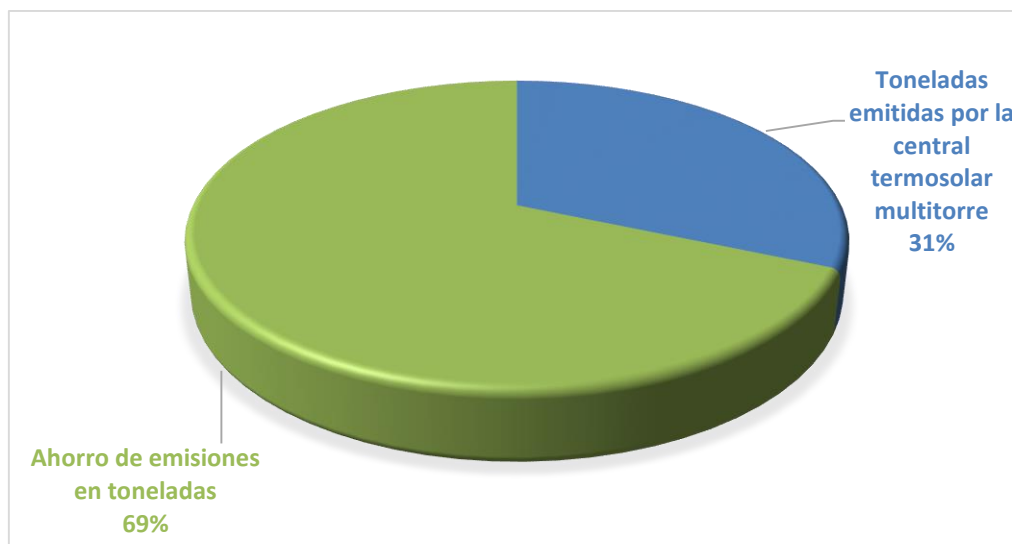
En la tabla 72, se recogen las toneladas de dióxido de carbono emitidas anualmente a la atmósfera por cada central, la relación entre las emisiones y la energía producida y el ahorro que implica la generación de electricidad a través de la central termosolar multitorre diseñada.

Tipo de central	Emisiones de CO <sub>2</sub> (toneladas)	Relación de las emisiones con la energía producida (kg CO <sub>2</sub> /kWh)
Ciclo combinado	5508,21	0,3704
Multitorre	1733,95	0,1166
Ahorro	3774,26	0,2538

**Tabla 72. Emisiones anuales de dióxido de carbono, relación con la energía producida y ahorro conseguido. Fuente: elaboración propia.**

Se produce un ahorro de emisiones a la atmósfera de 3774,26 toneladas anuales. Este valor es más del doble de las emisiones que se llevan a cabo con la operación de la central termosolar de configuración multitorre diseñada. Así, la central de ciclo combinado emite más de tres veces la cantidad de CO<sub>2</sub> que genera la central multitorre por kWh eléctrico producido. La generación de electricidad en la central diseñada reporta un ahorro de 0,2538 kg CO<sub>2</sub>/kWh.

En la figura 123, se presenta el total de emisiones producidas por la central de ciclo combinado. Sobre este valor, se muestra la parte correspondiente a la central multitorre considerada. La diferencia entre ambas corresponde con el ahorro de emisiones de dióxido de carbono (en la gráfica 123, se muestra en verde). Todos los valores están recogidos en toneladas y hacen referencia a un año completo.



**Figura 123. Emisiones de CO<sub>2</sub> de las distintas centrales y ahorro que conlleva el empleo de la energía solar. Fuente: elaboración propia.**

### **Análisis económico**

Por último, se ha realizado un estudio económico donde se han estimado los costes que implican la construcción y puesta en marcha de la central con tecnología multitorre que se ha diseñado. Se pretende realizar un cálculo preliminar que aporte una idea del coste de este tipo de centrales y en consecuencia, del coste de la energía producida. El resultado de los distintos componentes de la central reporta un coste fijo total de 199.390.000 €. En el cuadro 73, se aporta el coste de cada componente y el porcentaje que corresponde a cada uno sobre el total de la central termosolar multitorre.

Componente	Coste (€)	Porcentaje del total
Campo de heliostatos	86.000.000	43 %
Sistemas receptores	15.500.000	8 %
Terreno	2.040.000	1 %
Isla de potencia	20.850.000	10 %
Sistemas de almacenamiento térmico	75.000.000	38 %

**Tabla 73. Coste de cada componente y peso en el coste fijo de una central. Fuente: elaboración propia.**

En torno a un 75 % del coste fijo de una central multitorre recae sobre el campo de heliostatos y los sistemas de almacenamiento. Una de las ventajas que reside en la utilización de la tecnología multitorre, es la disminución de los costes asociados a los sistemas receptores, compuestos por las torres y los propios receptores. La altura de estos dispositivos es bastante menor que en el caso de un único receptor central, lo que facilita la instalación de los mismos.

Supuesto un periodo de amortización de los distintos componentes de la central de treinta años y un interés nominal del 3 % en un préstamo de una entidad bancaria, se ha obtenido el precio de generación de la electricidad en el primer año de funcionamiento de la central de tecnología multitorre diseñada. Este valor es de 0,580 €/kWh eléctrico, que se encuentra por encima del precio de venta de la electricidad producida 26,9675 ctmos€/kwh (Real Decreto 661/2007). Aunque se trata de una aproximación inicial al precio de la energía producida, estos resultados indican que, para competir en el mercado, el periodo de amortización de estas centrales ha de ser superior al considerado.

## 7.2 Conclusiones principales

La realización del presente trabajo ha contribuido a la mejora del conocimiento existente sobre las centrales termosolares con tecnología multitorre. Hasta ahora, la mayoría de la literatura consultada se centraba en las centrales de un único receptor. De hecho, existen numerosos ejemplos reales de centrales de un único receptor, que se encuentran generando electricidad, como se mostró en el tema 2. Sin embargo, aún no se sabe de forma certera la viabilidad económica y operativa de las plantas con más de un receptor.

En este trabajo se ha mostrado la dificultad de operación de este tipo de centrales, donde la temperatura que debe soportar la superficie exterior de los tubos de los receptores puede limitar en gran medida el desarrollo de esta tecnología. Los resultados obtenidos muestran que, para evitar el problema de excesiva temperatura en los tubos, se puede aumentar el número de paneles que forman el receptor. En las configuraciones existentes de un único receptor es normal alcanzar un número alto de paneles que se sitúa en torno a ocho por lado de receptor, lo que encarece los costes de fabricación. Sin embargo, según los cálculos mostrados en el trabajo, el uso de tres paneles por lado en el receptor parece suficiente para alcanzar temperaturas por debajo de las de fallo de materiales. Esto simplifica el diseño de estos receptores frente a los de torre única.

El rendimiento total anual asociado a esta tecnología es inferior al 5 %, en la línea de centrales con una única torre y receptor de tubos con sal fundida como el aquí usado. Esto significa que solo una veintava parte de la radiación que interceptan los heliostatos del campo logra transformarse en electricidad. El Sol, como se comentó en el tema 1, es el recurso energético más importante, lo que implica que una pequeña fracción de mejora sobre el rendimiento de las centrales termosolares puede tener un gran impacto sobre el problema de abastecimiento energético de nuestra sociedad. Este hecho motiva a seguir avanzando en las tecnologías de aprovechamiento del recurso solar, como es el caso de las centrales multitorre, estudiando las configuraciones más favorables y menos costosas.

El correcto funcionamiento de una central con varios receptores, está ligado al sistema de almacenamiento térmico, encargado de suministrar la energía necesaria cuando el Sol no aporta la suficiente. Una de las ventajas del uso de la sal fundida como fluido de trabajo es el almacenamiento directo de la misma en tanques, lo cual simplifica la central en ese aspecto y mejora la eficiencia de la acumulación al evitarse fluidos adicionales de transporte o acumulación.

Las centrales termosolares que emplean la tecnología multitorre se deben orientar hacia el uso modular, con campos de unas decenas de hectáreas de modo que se logre abastecer de electricidad a poblaciones cercanas. La modularidad del campo permite su ampliación gradual y su crecimiento teórico ilimitado, sin pérdida de rendimiento óptico, a extensiones mucho mayores que una central monotorre.

## 7.3 Coste del proyecto

En este apartado se estima el coste de realización de los cálculos y memoria del presente Trabajo Fin de Grado. Para ello, se tienen en cuenta desde los equipos informáticos utilizados hasta el software necesario en la realización de los cálculos y la elaboración de la memoria. También se tendrán en cuenta los gastos asociados de electricidad, agua, conexión a la red internet, etc.

Concepto	Unidad	Cantidad	Coste unitario	Coste total	Observaciones
<b>Tiempo dedicado (ingeniero junior)</b>	Horas	750	20 €/hora	15000 €	Adquisición de información, cálculos, redacción de la memoria.
<b>Consultas al tutor (ingeniero senior)</b>	Horas	40	150 €/hora	6000 €	Clases magistrales, resolución de problemas, etc.
<b>Equipos informáticos</b>	Equipo	1	1200 €/equipo	315 €	1200 € amortizados en 4 años con un interés del 5 %
<b>Software</b>	Licencias	3	500 €/licencia	1500 €	
<b>Material de oficina</b>	Pack	1	100 €/pack	100 €	
<b>Internet ADSL</b>	Mes	8	60 €/mes	300 €	
<b>Subtotal</b>				23215 €	
<b>Otros gastos</b>		10 %		2321,5 €	Incluye adquisición de libros y artículos, electricidad, agua, etc
<b>Total</b>				25536,5	

**Tabla 74. Desglose del coste del presente Trabajo Fin de Grado. Fuente: elaboración propia.**

El coste de elaboración del presente trabajo fin de grado es de unos 25.536 €.

## **7.4 Crítica a los resultados**

En la obtención de los resultados se han empleado una serie de hipótesis simplificadoras, la mayoría de ellas comunes en este tipo de cálculos, que han podido influir en la exactitud de los mismos. Entre ellas, destaca la suposición del receptor como esférico en el cálculo del factor de interceptación, para poder llevar a cabo la integral expresada en la ecuación 14. Otra de las hipótesis realizadas consiste en suponer constante el coeficiente de transferencia de calor global,  $U$ , en el análisis de los intercambiadores ante gastos másicos mayores. La consideración de temperatura uniforme a lo largo de la superficie de cada tubo es una aproximación necesaria para abordar los cálculos con relativa sencillez, pero que induce un error sobre la estimación de la temperatura de dichos tubos.

Otro de los aspectos a mejorar consiste en incluir propiedades del aire que rodea al receptor variables con la temperatura y la presión existente. En el presente trabajo se han supuesto constantes, en el caso más desfavorable, es decir, a la temperatura media entre la máxima del tubo ( $650^{\circ}\text{C}$ ) y el ambiente a  $50^{\circ}\text{C}$ .

Uno de los mayores inconvenientes del código desarrollado para el trabajo radica en los largos periodos de cálculo que se emplean en la resolución de los códigos programados con el software Matlab. Para una única configuración con un tamaño y número de torres determinado, se llegan a emplear hasta cuatro días con un ordenador de sobremesa convencional, en la obtención de los resultados del caso estudiado.

Por simplicidad, el recorrido elegido para la sal a través de los distintos receptores no busca minimizar la longitud de los conductos empleados. Se ha despreciado el efecto que la mayor o menor longitud de tubos conectando cada receptor, tiene sobre las pérdidas de calor y carga del flujo de sal en la central. Aunque su efecto es pequeño en comparación con otras causas que merman la eficiencia de la central, un análisis más detallado ha de abordar la optimización del recorrido de las sales por las torres.

Por último, se ha realizado un cálculo preliminar del coste de la energía producida. Debido al gran número de parámetros involucrados, esto es un prelude de los cálculos sobre viabilidad económica que se deberían realizar sobre una central.



## 7.5 Líneas futuras

Los resultados y conclusiones presentes en este trabajo suponen un primer paso en el entendimiento de la tecnología multitorre. Para poder comprender mejor el alcance y potencial de este tipo de centrales, se deberán tener en cuenta una serie de parámetros que no se han podido estudiar debido al tiempo y recursos limitados de los que se dispone.

Un análisis exhaustivo de los diferentes recorridos que la sal realiza a través de los receptores sería necesario para identificar la existencia de un camino que favorezca el proceso de calentamiento de la sal, no perjudicando la temperatura que alcanzan los tubos y minimizando las pérdidas de calor y carga. Esta tarea es compleja pues en función del tamaño del campo solar y del número de receptores, aparecen numerosos recorridos, cuya diversidad crece potencialmente con el número de torres.

Debido al coste que los heliostatos representan sobre el total de la central multitorre, un estudio en detalle debería considerar disposiciones que logren maximizar el área del terreno ocupada. Una reducción excesiva de la separación entre heliostatos en el terreno favorece el aumento de las sombras y los apantallamientos entre los heliostatos adyacentes. Sin embargo, esta menor separación de los mismos conduce a un mayor número de espejos en un determinado tamaño de campo. Futuros estudios deberían demostrar si la potencia nominal de la central aumenta o por el contrario se empeoran los resultados obtenidos cuando crece la densidad de heliostatos en el campo de la central multitorre.

Los escasos estudios llevados a cabo sobre el funcionamiento de una central multitorre, no muestran los protocolos de puesta en marcha y parada de este tipo de centrales, lo cual sería interesante analizar. Además, parece también necesario considerar los momentos del día en que la central funciona en estado transitorio debido a la existencia de nubes que impiden que la radiación solar llegue a los heliostatos del campo. El análisis de los estados transitorios debería extenderse a los distintos elementos de la central, desde el sistema de almacenamiento térmico hasta los intercambiadores de calor entre las sales fundidas y el agua del ciclo de potencia.

En este tipo de centrales no existe ningún precedente, en la literatura abierta consultada, que recoja un análisis económico-financiero que determine la rentabilidad de su explotación. Es un requisito indispensable para que cualquier inversor tenga en cuenta este tipo de proyecto en el futuro. Es preciso realizar un análisis sistemático y profundo de costes, que es un paso imprescindible para la implantación de estas centrales.

Por último, se debe analizar en un futuro el lugar que este tipo de centrales termosolares, con torre única o con multitorre, debe ocupar en la sociedad. Desde centrales de baja potencia orientadas al abastecimiento de lugares de difícil acceso, hasta grandes instalaciones de potencia media y alta que ocupen grandes extensiones de terreno.





# BIBLIOGRAFÍA

**Abantia. 2012.** Termosolar Borges. [Online] 2012.

[http://www.abantia.com/proyectos/proyectos\\_destacados/127/termosolar-borges](http://www.abantia.com/proyectos/proyectos_destacados/127/termosolar-borges).

**Abengoa solar.** PS10 La primera torre comercial del mundo. [Online]

[http://www.abengoasolar.com/web/es/nuestras\\_plantas/plantas\\_en\\_operacion/espana/PS10\\_la\\_primera\\_torre\\_comercial\\_del\\_mundo.html](http://www.abengoasolar.com/web/es/nuestras_plantas/plantas_en_operacion/espana/PS10_la_primera_torre_comercial_del_mundo.html).

**Abengoa Solar. 2009.** PS20 La mayor planta comercial termosolar del mundo con tecnología de torre, de 20 MW de potencia. [Online] Julio 1, 2009.

[http://www.abengoasolar.com/export/sites/abengoasolar/resources/pdf/PS20\\_la\\_mayor\\_planta\\_comercial\\_termosolar\\_del\\_mundo\\_Infopower\\_julio2009.pdf](http://www.abengoasolar.com/export/sites/abengoasolar/resources/pdf/PS20_la_mayor_planta_comercial_termosolar_del_mundo_Infopower_julio2009.pdf).

**Agencia Andaluza de la Energía.** Radiación solar en Andalucía. [Online]

<http://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/ciudadania/energia-andalucia/cartografia-energetica/recursos-y-potencial/radiacion-solar>.

**Agencia internacional de energía (AIE). 2013.** CO2 Emissions from fuel combustion. [Online] 2013.

<http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/co2emissionsfromfuelcombustionhighlights2013.pdf>.

**Agencia internacional de la energía (AIE) World Energy Outlook. 2013.** Renewable energy Outlook. [Online] 2013.

[http://www.worldenergyoutlook.org/media/weoweb/site/2013/WEO2013\\_Ch06\\_Renewables.pdf](http://www.worldenergyoutlook.org/media/weoweb/site/2013/WEO2013_Ch06_Renewables.pdf).

**Ámbito financiero.** 2013. Cómo calcular un préstamo en Excel. [En línea] 2013.

**ANES.** Energías renovables. [Online]

[http://www.anes.org/anes/index.php?option=com\\_wrapper&Itemid=11](http://www.anes.org/anes/index.php?option=com_wrapper&Itemid=11).

**Berger, X.; Buriot, D.; Garnier, F., 1984.** *About the equivalent radiative temperature for clear skies, Solar Energy.* 1984. pp. 725-733.

**BOE. 2014.** Disposiciones generales. [Online] Junio 10, 2014.

<http://www.boe.es/boe/dias/2014/06/10/pdfs/BOE-A-2014-6123.pdf>.

**BOE. 2014.** Real Decreto 216/2014. [Online] 2014.

**BOE. 2007.** Real decreto 661/2007, . [Online] Mayo 2007.

<http://www.boe.es/boe/dias/2007/05/26/pdfs/A22846-22886.pdf>.

**BOE. 2007.** Real Decreto-ley 2/2013. [Online] Febrero 2007.

<http://www.boe.es/boe/dias/2013/02/02/pdfs/BOE-A-2013-1117.pdf>.



**British Petroleum. 2014.** BP Statistical Review of World Energy. [Online] Junio 2014.  
<http://www.bp.com/en/global/corporate/about-bp/energy-economics/statistical-review-of-world-energy/review-by-energy-type/oil/oil-reserves.html>.

**California Photon. 2008.** California Proposition 7: Taking the Green out of Renewable Energy. [Online] 2008. <http://californiaphoton.com/policy/propositions/prop7/powerLines.html>.

**Cambio energético.** Seguidores fotovoltaicos Lorentz etatrack. [Online]  
<http://www.cambioenergetico.com/blog114-seguidores-fotovoltaicos-de-un-solo-eje?fc=module&module=psblog&controller=posts&post=114>.

**CEC universidad de Chile. 1998.** El motor Stirling. [Online] 1998.  
[http://www.cec.uchile.cl/~roroman/cap\\_10/strlng1.htm](http://www.cec.uchile.cl/~roroman/cap_10/strlng1.htm).

**Çengel y A. J.; Ghajar, Y. A. 2004.** *Fundamentos de transferencia de calor*. Segunda. s.l. : Mc Grow Hill, 2004.

**Censolar.** La energía solar. [Online] <http://www.censolar.es/menu2.htm>.

**Cinco días. 2010.** Iberdrola compra el parque eólico más grande de España. [Online] Febrero 11, 2010. [http://cincodias.com/cincodias/2010/02/11/empresas/1265899181\\_850215.html](http://cincodias.com/cincodias/2010/02/11/empresas/1265899181_850215.html).

**Collado, F.J. and Guallar, J. 2012.** *A review of optimized desing layouts for solar power tower plants with campo code*. 2013. pp. 142-154.

**Cris energía solar.** Tipos de instalaciones. [Online]  
<http://www.crisenergiasolar.com/productos-colectores.php>.

**CSP World. 2012.** Casa del Angel Termosolar (Casa de los Pinos). [Online] 2012.  
<http://www.csp-world.com/cspworldmap/casa-del-angel-termosolar-casas-de-los-pinos>.

**Danielli, A.; Yatir, Y.; Mor, O. 2011.** *Improving the optical efficiency of a concentrated solar power field using a concatenated micro-tower configuration*. 2011.

**De Loizaga, I. 2013.** *Comparación de las configuraciones de torre única y multitorre en una planta térmica solar de receptor central operada con sales fundidas y sistema de almacenamiento*. 2013.

**Deutsche Energie-Agentur GmbH (DENA).** Energía hidroeléctrica. [Online]  
<http://www.renewables-made-in-germany.com/es/renewables-made-in-germany-pagina-de-inicio/energia-hidroelectrica/energia-hidroelectrica/general.html>.

**Duffie, J.A.; Beckman, W.A.;. 2013.** *Solar Engineering of Thermal Processes*. Cuarta . 2013.

**Dufour, J. 2011.** Centrales termosolares híbridas de Ciclo Combinado. [Online] Abril 26, 2011.  
<http://www.madrimasd.org/blogs/energiasalternativas/2011/04/26/131177>.

**Dunn, R.I.; Hearps, P.J.; Wrighth, M.N. 2012.** *Nowly Commercial Concentrating Solar Storage*. 2012.



**Economía de la energía. 2009.** La PSA (la plataforma solar de Almería) recibirá 10 millones de euros del gobierno. [Online] 2009. <http://www.economiadelaenergia.com/2009/03/la-psa-plataforma-solar-de-almeria-recibira-10-millones-de-euros-del-gobierno/>.

**Ecovive. 2009.** Energía solar térmica. [Online] Noviembre 2, 2009. <http://www.ecovive.com/energia-solar-termica>.

**Eliocat. ¿Cómo funciona un aerogenerador?** [Online] <http://www.eoliccat.net/energia-eolica/la-tecnologia/como-funciona-un-aerogenerador.html?L=1>.

**ENDESA. 2011.** Energía hidráulica. [Online] Noviembre 30, 2011. <http://twenergy.com/energia-hidraulica>.

**Energías renovables.** Apuntes de la asignatura , curso 2013-2014.

**Esolar.** About ACME Bikaner Power Plant (Bikaner, India). [Online] <http://www.esolar.com/projects/bikaner/>.

**Esolar. 2013.** Sierra Sun Tower: A New Blueprint for Solar Energy. [Online] 2013. [http://www.esolar.com/wp-content/uploads/2013/10/sierra\\_fact\\_sheet.pdf](http://www.esolar.com/wp-content/uploads/2013/10/sierra_fact_sheet.pdf).

**Fazilita energías renovables.** La radiación solar: distribución. [Online] <http://fazilitapro.com/mialias.net/tecnologia/energia-solar-nacimiento-tecnologias/>.

**Feldhoff, J.F. 2012.** Linear Fresnel Collectors: A Technology Overview. [Online] Junio 28, 2012. [http://sfera.sollab.eu/downloads/Schools/Fabian\\_Feldhoff\\_Linear\\_Fresnel.pdf](http://sfera.sollab.eu/downloads/Schools/Fabian_Feldhoff_Linear_Fresnel.pdf).

**Fernández Díez, P. 2014.** *Teoría de Ingeniería Térmica y de Fluidos*. 2014.

**Fieras de la ingeniería. 2013.** Las centrales hidroeléctricas más grandes del mundo. [Online] Diciembre 10, 2013. <http://www.fierasdelaingenieria.com/las-centrales-hidroelectricas-mas-grandes-del-mundo/>.

**Fincas rústicas. 2014.** Fincas rústicas en Sevilla. [Online] 2014. <http://www.fincasrusticas.org/empresa-fincas-rusticas/sevilla-productos-5-33-0.html>.

**Follos Pliego, F.** Energía oceánica y toda vela. [Online] <http://ferfollos.blogspot.com.es/2013/11/energia-oceanica-y-toda-vela-parte-2.html%20-%20uds-search-results>.

**Global Wind Energy Council. 2013.** Top 10 cumulative capacity dec 2013. [Online] Diciembre 2013.

**Google Maps.** La Luisiana, Sevilla. [Online] @37.5488007,-5.2733585,12440m/data=!3m1!1e3!4m13!4m12!1m5!1m1!1s0xd12c78b5204db0d:0x4af51753a92fac32!2m2!1d-5.2488573!2d37.5262841!1m5!1m1!1s0xd12c78b5204db0d:0x4af51753a92fac32!2m2!1d-5.24885">https://www.google.com/maps/dir/La+Luisiana,+Sevilla,+Spain/"/>@37.5488007,-5.2733585,12440m/data=!3m1!1e3!4m13!4m12!1m5!1m1!1s0xd12c78b5204db0d:0x4af51753a92fac32!2m2!1d-5.2488573!2d37.5262841!1m5!1m1!1s0xd12c78b5204db0d:0x4af51753a92fac32!2m2!1d-5.24885.



- Google patentes. 2013.** Receptor termosolar. [Online] Noviembre 7, 2013.  
<http://www.google.com/patents/WO2013164496A1?cl=es>.
- Grist. 2009.** For eSolar, clean energy starts with computing power. [Online] Marzo 27, 2009.  
<http://grist.org/article/2009-03-27-esolar-clean-energy/>.
- Incropera, F.P.; DeWitt, D.P. 1999.** *Fundamentos de transferencia de calor*. Cuarta. 1999.
- Instalaciones y máquinas hidráulicas. 2013.** Apuntes de la asignatura , curso 2013-2014. 2013.
- Instituto para la diversificación y ahorro de la energía (IDAE). 2011.** Plan de energías renovables 2011-2020. [Online] 2011.  
[http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos\\_11227\\_per\\_2011-2020\\_def\\_93c624ab.pdf](http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_11227_per_2011-2020_def_93c624ab.pdf).
- Instituto para la diversificación y el ahorro de la energía (IDAE). 2007.** Energía de la biomasa. 2007.
- Joga, H. 2012.** *Diseño de una planta termosolar de receptor central con sales fundidas como fluido de trabajo y sistema de almacenamiento*. 2012.
- Jutglar, Lluís. 2004.** Energía solar. [Online] 2004.  
[http://books.google.es/books?id=I0qPPTGMRUYC&printsec=frontcover&dq=energ%C3%ADa+solar&hl=en&sa=X&ei=jozaU\\_mVAcR0QXQ\\_4HYAw&redir\\_esc=y%20-%20v=onepage&q=energ%C3%ADa%20solar&f=false#v=onepage&q&f=false](http://books.google.es/books?id=I0qPPTGMRUYC&printsec=frontcover&dq=energ%C3%ADa+solar&hl=en&sa=X&ei=jozaU_mVAcR0QXQ_4HYAw&redir_esc=y%20-%20v=onepage&q=energ%C3%ADa%20solar&f=false#v=onepage&q&f=false).
- Kalogirou. 2013.** Solar Energy Engineering. [Online] 2013.  
<https://strauss.uc3m.es:2443/login?url=http://proquest.safaribooksonline.com/book/engineering/9780123972705>.
- L. Crespo; F. Ramos. 2012.** Optimizing heliostat field and receiver. [Online] Junio 2012.  
[http://www.nspoc.com/sites/default/files/CSPToday-Yield\\_Optimization-Madrid-Junio\\_2012\\_v2.pdf](http://www.nspoc.com/sites/default/files/CSPToday-Yield_Optimization-Madrid-Junio_2012_v2.pdf).
- Lata, J.M.; Rodríguez, M.; Álvarez de Lara, M. 2008.** *High flux central receivers of molten saltz for the new generation of comercial stand-alone solar power plants*. 2008.
- Linak.** Captamos el sol. [Online] <http://www.solar-tracking.es/>.
- Madrid Solar. 2012.** Guia técnica de la energía solar termoelectrica. [Online] 2012.  
<http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-tecnica-de-la-energia-solar-termoelectrica-fenercom-2012.pdf>.
- Máquinas y centrales térmicas. 2013.** *Apuntes de la asignatura máquinas y centrales térmicas. 2ºcurso*. 2013.
- Moran, M.J.; Shapiro, H.N. 2004.** *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. Segunda. s.l. : Reverte, 2004.



**National Geographic.** Energía hidroeléctrica. [Online]

<http://www.nationalgeographic.es/medio-ambiente/calentamiento-global/hydropower-profile>.

**National Programme on Technology Enhanced Learning (NPTEL).** Francis turbine. [Online]

[http://nptel.ac.in/courses/Webcourse-contents/IIT-KANPUR/machine/ui/Course\\_home-lec28.htm](http://nptel.ac.in/courses/Webcourse-contents/IIT-KANPUR/machine/ui/Course_home-lec28.htm).

**NSPOC, Nevada Solar Plants Optimization Code,.** Plant types. [Online]

<http://www.nspoc.com/?q=node/50>.

**Oregon State University. 2014.** The Power of Teamwork: Creating energy from ocean waves.

[Online] 2014. <http://engineering.oregonstate.edu/news/ar/2005/waveenergy.html>.

**Ortega, J.I.; Burgaleta, J.I; Téllez, F.M. 2008.** *Central receiver system solar power using molten salt as heat transfer fluid*. 2008.

**Pacco Ramirez, K. 2008.** Sistema híbrido eólico-fotovoltaico (SHEFV) de baja potencia. [Online]

2008. <http://www.monografias.com/trabajos61/sistema-hibrido-eolico-fotovoltaico/sistema-hibrido-eolico-fotovoltaico2.shtml>.

**Patentados. 2007.** Método de distribución de heliostatos en planta de torre. [Online] 2007.

<http://patentados.com/patente/metodo-distribucion-heliostatos-planta-torre/>.

**Petukhov, , B.S. 1970.** *Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties*. 1970.

**Planeta Neutro. 2009.** Partes de un aerogenerador. [Online] Julio 15, 2009.

<http://www.renovables-energia.com/2009/07/partes-de-un-aerogenerador/>.

**Power from the sun.** Central receiver systems. [Online]

**Power technology.** Solana Solar Power Generating Station, Arizona, United States of America.

[Online] <http://www.power-technology.com/projects/solana-solar-power-generating-arizona-us/>.

**Protermosolar.** Proyectos en el exterior. [Online] <http://www.protermosolar.com/proyectos-exterior/>.

**Protermosolar.** Que és, tipos de plantas, beneficios. [Online]

<http://www.protermosolar.com/la-energia-termosolar/que-es/>.

**PSA Ciemat.** PSA (Plataforma solar de Almería). [Online]

<http://www.psa.es/webesp/instalaciones/discos.php>.

**Red Eléctrica Española (REE). 2014.** El sistema eléctrico español. Síntesis. [Online] 2014.

[http://www.ree.es/sites/default/files/downloadable/sintesis\\_ree\\_2013\\_v1.pdf](http://www.ree.es/sites/default/files/downloadable/sintesis_ree_2013_v1.pdf).





**Red Eléctrica Española (REE). 2014.** Estadística diaria del sistema eléctrico español peninsular. [Online] 2014. <http://www.ree.es/es/balance-diario/peninsula/2014/07/31>.

**Renewable Energy World. 2004.** Solar thermal water heating. [Online] Febrero 2004. [http://www.volker-quaschnig.de/articles/fundamentals4/index\\_e.php](http://www.volker-quaschnig.de/articles/fundamentals4/index_e.php).

**Renewable Engineering. 2011.** PLANTA SOLAR TERMOELÉCTRICA DE 50 MW CON COLECTORES CILINDRO PARABÓLICOS EN SONORA –MÉXICO- I. [Online] Mayo 24, 2011. <http://renewableengineering.blogspot.com.es/2011/05/planta-solar-termoelectrica-de-50-mw.html>.

**Renewables made in Germany.** Energía hidroeléctrica. [Online] <http://www.renewables-made-in-germany.com/es/renewables-made-in-germany-pagina-de-inicio/energia-hidroelectrica.html>.

**Renovables-Energía. 2009.** Open Cycle Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC). [Online] Octubre 27, 2009. <http://newenergyportal.wordpress.com/2009/10/27/open-cycle-ocean-thermal-energy-conversion-otec/>.

**Renovables-Energía. 2009.** Closed Cycle Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC). [Online] Diciembre 15, 2009. <http://newenergyportal.wordpress.com/2009/12/15/closed-cycle-ocean-thermal-energy-conversion-otec/>.

**Rodríguez, E. 2014.** Los diez mayores parques eólicos del mundo. [Online] 2014. <http://www.fierasdelaingenieria.com/los-10-mayores-parques-eolicos-del-mundo/>.

**Rodríguez-Sánchez, M.R.; Soria-Verdugo, A.; Almendros-Ibáñez, J.A.; Acosta-Iborro, A.; Santana, D. 2013.** *Thermal desing guidelines of solar power towers*. 2014. pp. 428-438. Vol. 63.

**Schlaich bergermann und partner. 2002.** Colector parabólico con seguimiento automático. [Online] 2002. <http://www.sbp.de/es/sun/sheet/1043-EuroTrough-Kollektor.pdf>.

**Science Direct. 2009.** *Proceedings of the 24th International Conference on Nuclear Tracks in Solids*. 2009. pp. 707-716. Vol. 44, <https:// Strauss.uc3m.es:2443/login?url=http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350448709002169>.

**Seenergy Mexico.** Energía solar térmica. [Online] <http://www.seenergymexico.com/energia-solar-termica.php>.

**SENER. 2010.** Definición de energías renovables. [Online] 2010. <http://www.renovables.gob.mx/portal/Default.aspx?id=1654&lang=1>.

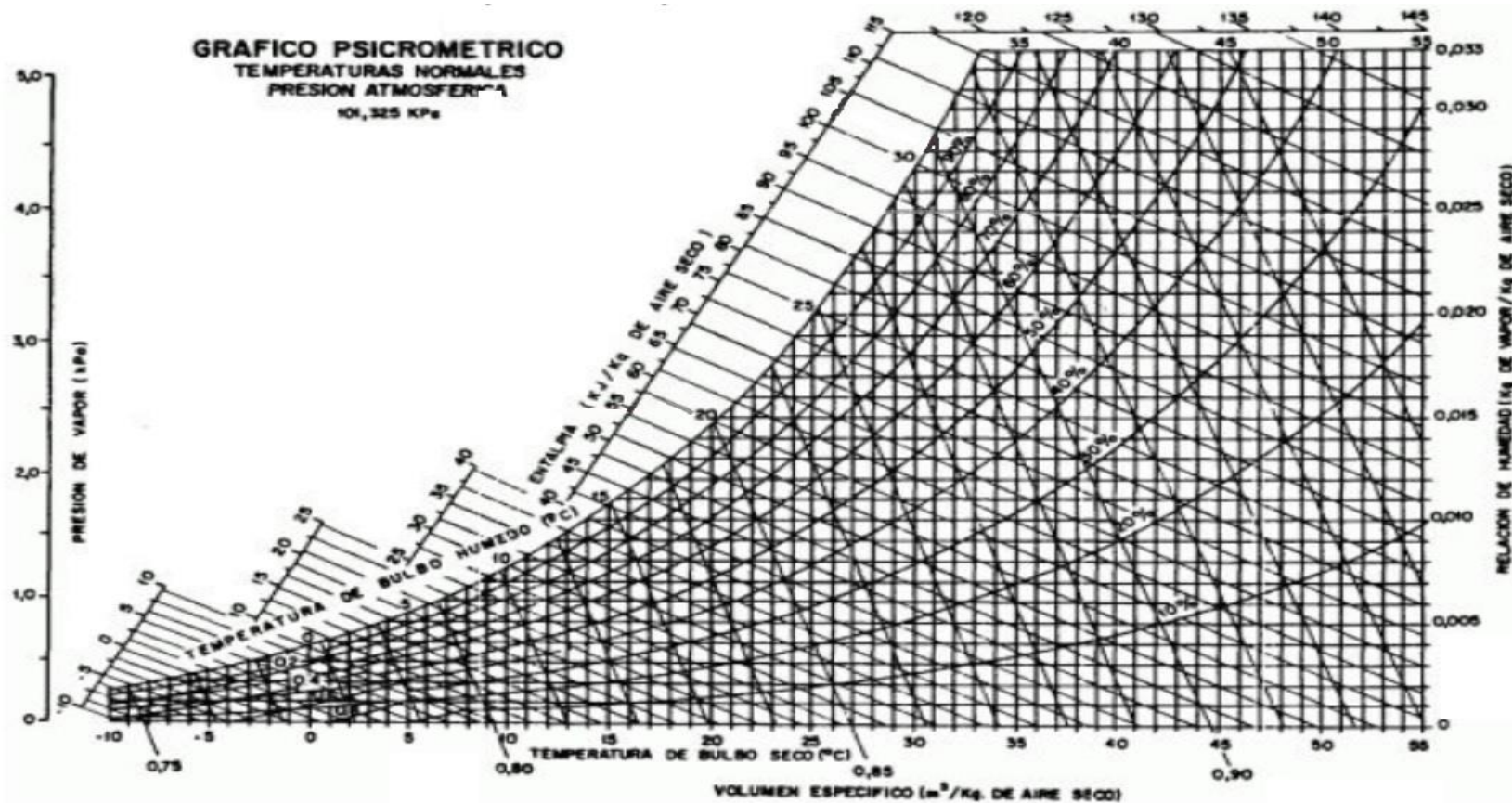
**Sener energía y procesos.** Sensol, una herramienta de optimación para plantas de energía solar. [Online] [http://www.sener-power-process.com/ENERGIA/generica\\_adicional.html?id=cw4a2f7b1562ee6](http://www.sener-power-process.com/ENERGIA/generica_adicional.html?id=cw4a2f7b1562ee6).



- Serth, R. and Lestina, T. 2007.** *Process Heat Transfer. Principles, Applications and Rules of Thumb.* 2007.
- Siebers, D.L.; Kraabel, J.S.; 1984.** *Estimating Convective Energy Losses From Solar Central Receivers.* 1984.
- Siegel, R and Howell, J.R. 2002.** *Thermal radiation heat transfer.* 2002.
- Singer, C.; Buck, R.; Pitz-Paal, R.; Müller-Stainhagen, H. 2010.** *Assessment of Solar Power Tower driven ultrasupercritical steam cycles applying tubular central receivers with varied heat transfer media.* 2010.
- Sistemas térmicos. 2013.** Apuntes de la asignatura Sistemas térmicos, curso 2013-2014. 2013.
- Solar Paces. 2013.** CSP - How it Works; Solar dish engine; Solar parabolic trough. [Online] 2013. <http://www.solarpaces.org/csp-technology/csp-technology-general-information>.
- Special Metals.** *The story of the "Incoloy alloys series" from 800, through 800H, 800 HT.*
- Talayero, A.P.; Telmo, E.; 2008.** *Energía Eólica.* Primera. 2008.
- Teknosol ecoingeniería.** COLECTOR TIPO CPC (Colector de concentración cilindro-parabólico compuesto). [Online] [http://www.teknosol.cl/agua\\_caliente\\_sanitaria/colector-tipo-cpc.html](http://www.teknosol.cl/agua_caliente_sanitaria/colector-tipo-cpc.html).
- Torresol Energy. 2006.** Planta Gemasolar. [Online] 2006. <http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/planta-gemasolar/es>.
- Transferencia de calor. 2012.** Apuntes de la asignatura , curso 2012-2013. 2012.
- Trime, C.A. 2011.** Fabricación metalmecánica industrial. [Online] 2011. [http://www.trimeca.com.ve/Proyectos\\_fabricacion\\_metalmeccanica\\_industrial\\_equipos\\_intercambiadores.html](http://www.trimeca.com.ve/Proyectos_fabricacion_metalmeccanica_industrial_equipos_intercambiadores.html).
- Twenergy. 2011.** Desventajas de la energía hidráulica; Ventajas de la energía hidráulica [Online] Diciembre 1, 2011. <http://twenergy.com/a/desventajas-de-la-energia-hidraulica-434>.
- Twenergy. 2014.** Las ventajas de la energía geotérmica. [Online] Diciembre 1, 2014. <http://twenergy.com/a/las-ventajas-de-la-energia-geotermica-393>.
- Villarubia, M. 2012.** *Ingeniería de la Energía Eólica.* 2012.
- Wikipedia. 2014.** Energía maremotriz, Energía undimotriz; Presa de Aldeadávila; Turbina Kaplan. [Online] 2014. <http://es.wikipedia.org/wiki/Wikipedia:Portada>.
- Woody, T. 2009.** For eSolar, clean energy starts with computing power. [Online] 2009. <http://grist.org/article/2009-03-27-esolar-clean-energy/>.
- Zavoico, A.B. 2001.** *Solar Power Tower, Design basic document.* 2001.

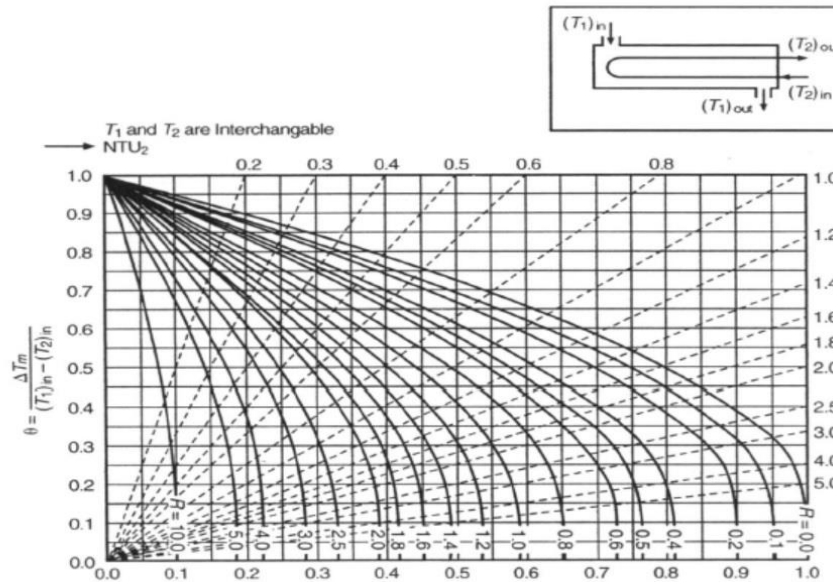


## ANEXO 1. Diagrama psicrométrico

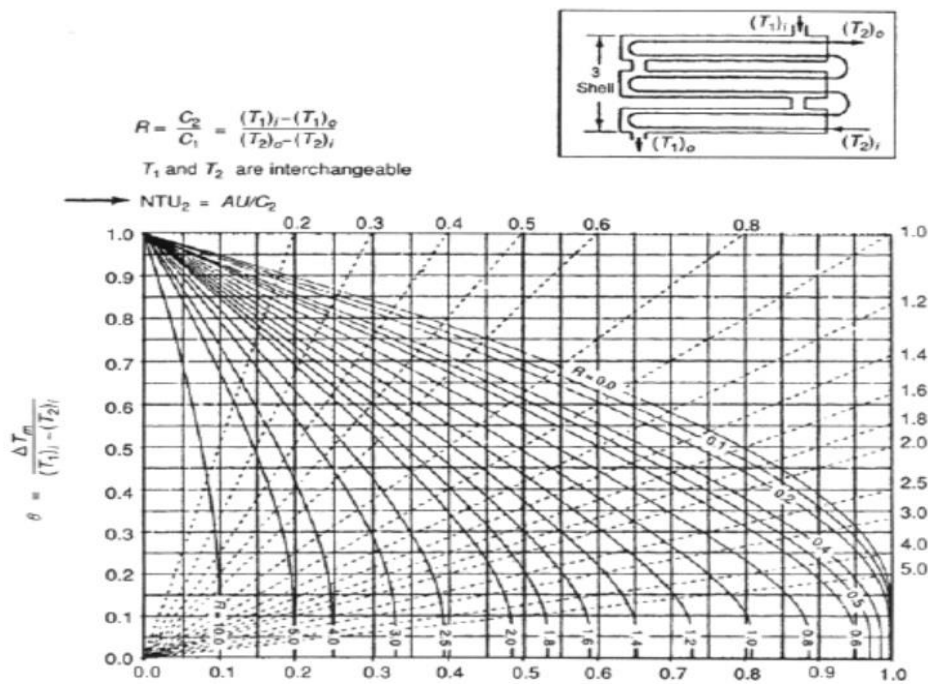


## ANEXO 2. Gráficas intercambiadores

Un paso por la carcasa y un número par de pasos por los tubos



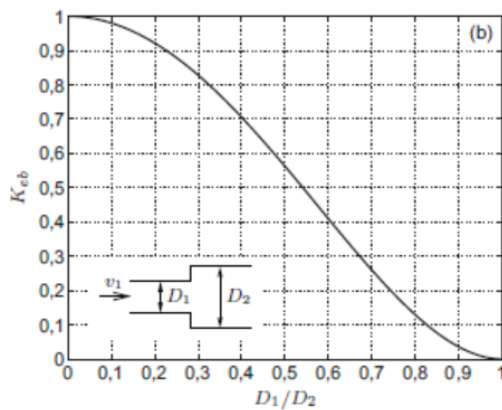
Tres pasos por la carcasa y un número par de pasos por los tubos



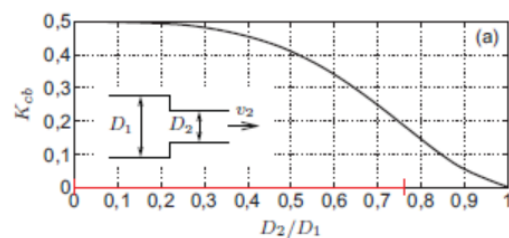


## ANEXO 3. Gráficas pérdidas secundarias

### Contracciones y expansiones bruscas

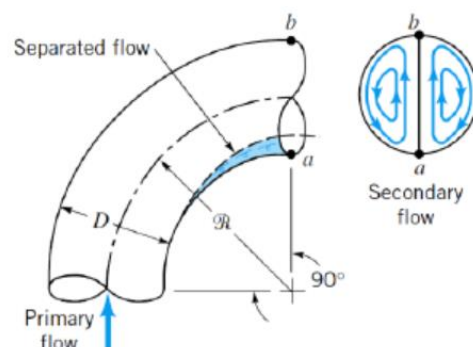
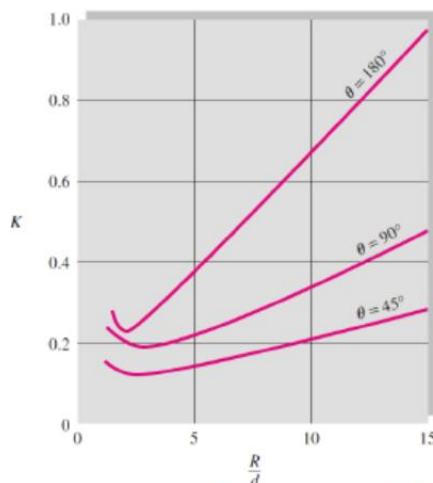


$$K_{eb} = \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)^2$$



$$K_{cb} \simeq 0,5 \left(1 - \frac{D_2^2}{D_1^2}\right)$$

### Codos y curvas



$$K_{c,90} \simeq \left[ 0,370 \left(\frac{R}{D}\right)^{0,84} + 1,715 \left(\frac{R}{D}\right)^{-1,12} \right] Re^{-0,17}$$



## ANEXO 4. Códigos Matlab

**Función CampoSolarMT.m** (elaboración propia, excepto ver pie de página)

```
function [cxh,cyh,cxt,cyt,nh]=CampoSolarMT(terreno,nt)
```

%La función nos proporcionará el número de heliostatos totales y las coordenadas de los heliostatos existentes.

%Dimensiones del terreno, Este-Oeste y Norte-Sur, se buscará una longitud Este-Oeste mayor y sino será una parcela cuadrada.  
%Opción más adecuada que el terreno sea rectangular, con su lado mayor en la dirección Este-Oeste

```
1 f1=factor(terreno);
```

%Para un tamaño de terreno en el que solo exista un factor

```
if length(f1)==1;  
    Lado_EO=terreno;  
    Lado_NS=terreno/Lado_EO;
```

%Para un tamaño de terreno con más de un factor

```
else if (sqrt(terreno)-ceil(sqrt(terreno)))==0 && (sqrt(terreno)-floor(sqrt(terreno)))==0;
```

```
    Lado_EO=sqrt(terreno);  
    Lado_NS=sqrt(terreno);
```

```
    else
```

```
        lado=f1(1,1);
```

```
        i=1;
```

```
        while (lado*f1(1,i+1))<sqrt(terreno)
```

```
            lado=lado*f1(1,i+1);
```

```
            i=i+1;
```

```
        end
```

```
    Lado_EO=lado*f1(1,i+1);
```

```
    Lado_NS=terreno/(lado*f1(1,i+1));
```

%Corrección para los casos donde el paso de un factor al

%siguiente es brusco

```
if(terreno/lado<Lado_EO)
```

```
    Lado_EO=terreno/lado;
```

```
    Lado_NS=terreno/Lado_EO;
```

```
end
```

```
end
```

```
end
```

%Al igual que el terreno se colocará un mayor número de torres en la dirección Este-Oeste, o el mismo en ambas direcciones si es posible.

```
f2=factor(nt);
```

%Para un número de torres en el que solo exista un factor

```
if length(f2)==1;
```

```
    Torre_EO=nt;
```

---

<sup>1</sup> La parte correspondiente a la factorización del tamaño del terreno y del número de torres ha sido adaptada de Ignacio de Loizaga, 2013.





```
Torre_NS=nt/Torre_EO;
%Para un número de torres con más de un factor
else if (sqrt(nt)-ceil(sqrt(nt)))==0 && (sqrt(nt)-floor(sqrt(nt)))==0;
    Torre_EO=sqrt(nt);
    Torre_NS=sqrt(nt);

else

    torre=f2(1,1);
    j=1;

    while (torre*f2(1,j+1))<sqrt(nt)
        torre=torre*f2(1,j+1);
        j=j+1;
    end
    Torre_EO=torre*f2(1,j+1);
    Torre_NS=nt/(torre*f2(1,j+1));
    %Corrección para los casos donde el paso de un factor al
    %siguiente es brusco
    if (nt/torre<Torre_EO)
        Torre_EO=nt/torre;
        Torre_NS=nt/Torre_EO;
    end
end
end

%Cálculo del número máximo de heliostatos posible.
%Tamaño de los heliostatos.
hx=1.667;      %ancho en m
hy=1.667;      %largo en m

%Distancia entre centros de dos heliostatos
dx=2*hx;       %en m
dy=2*hy;       %en m

nh_x=floor(Lado_EO/(dx)); %partes, pero como se coloca un heliostato en el origen, uno
más.
if (((nh_x)*dx)+(hx/2))<=Lado_EO
    nh_max_x=nh_x+1;
else
    nh_max_x=nh_x;
end;

nh_y=floor(Lado_NS/(dy));
if (((nh_y)*dy)+(hy/2))<=Lado_NS
    nh_max_y=nh_y+1;
else
    nh_max_y=nh_y;
end;

nh_max=(nh_max_x)*(nh_max_y);

%División del terreno para obtener una aproximación de la posición de las
%torres.
%Subdivisiones Este-Oeste.
Partes_EO=Lado_EO/(Torre_EO+1);
```



%Subdivisiones Norte\_sur.

Partes\_NS=Lado\_NS/(Torre\_NS+1);

%Defición de las coordenadas de los heliostatos completando todo el terreno.

cont=1;

l=1;

while l<=nh\_max\_y

for k=1:nh\_max\_x

cyht(cont)=0.5\*hx+dy\*(l-1);

cxht(cont)=0.5\*hx+dy\*(k-1);

cont=cont+1;

end

l=l+1;

end

%Colocación de las torres en el terreno en posiciones coincidentes con las  
%de los heliostatos.

%Coordenadas 'x' de las torres

%Iniciación de los contadores

f=1;

t=1;

c=1;

con=1;

%Bucle iterativo

while (t<=nt)

while (f<=Torre\_NS)

while(c<=Torre\_EO)

while(con<=nh\_max\_x)

dist\_x(con)=(abs(Partes\_EO\*c-cxht(con)));

con=con+1;

end

pos\_x(t)=find(dist\_x==min(dist\_x));

cxt(t)=cxht(pos\_x(t));

c=c+1;

t=t+1;

con=1;

end

c=1;

f=f+1;

end

end

%Coordenadas 'y' de las torres

%Iniciación de los contadores

g=1;

r=1;

k=1;

con2=1;

s=1;

%Bucle iterativo

while (s<=nt)

while(k<=Torre\_NS)

while(con2<=nh\_max\_y)

dist\_y(con2)=(abs(Partes\_NS\*k-cyht(1+nh\_max\_x\*(con2-1))));

con2=con2+1;

end

for(s=g:((g-1)+Torre\_EO))



```
pos_y(s)=find(dist_y==min(dist_y));  
cyt(s)=cyht(1+nh_max_x*(pos_y(s)-1));  
end
```

```
s=s+1;  
g=s;  
k=k+1;  
con2=1;  
end  
end
```

%Reconocimiento de los heliostatos coincidentes con las torres y  
%posicionamiento de un cero en su lugar.

%Reconocimiento de la posición de la torre en el campo de heliostatos.  
b=1;

%En el vector v representamos la posición que ocupan las torres dentro del campo de  
heliostatos, empezando

%a contar, como el resto de vectores, desde el extremo inferior izquierdo.

```
while (b<=nt)  
v(b)=(((pos_y(b)-1)*nh_max_x)+pos_x(b));  
cxht(v)=0;  
cyht(v)=0;  
b=b+1;  
end
```

<Función CampoSolarMT2.m><sup>2</sup>

%Eliminación de los heliostatos más próximos a las torres.

```
c1=1;  
c2=1;  
c3=1;  
b2=1;  
co=1;
```

```
while (b2<=nt)  
c1=v(b2);  
cxht(c1)=0;  
cyht(c1)=0;  
  
c1_1=c1-1;  
if ((c1_1>0)&&(c1_1<=nh_max))  
cxht(c1_1)=0;  
cyht(c1_1)=0;  
end  
c1_2=c1+1;  
if ((c1_2>0)&&(c1_2<=nh_max))  
cxht(c1_2)=0;  
cyht(c1_2)=0;  
end  
c2=c1+nh_max_x;  
if ((c2>0)&&(c2<=nh_max))  
cxht(c2)=0;  
cyht(c2)=0;  
end
```

<sup>2</sup> La función CampoSolarMT2.m emplear el mismo código que la función CampoSolarMT.m introduciendo la parte indicada



```
c2_1=c2-1;
if ((c2_1>0)&&(c2_1<=nh_max))
    cxht(c2_1)=0;
    cyht(c2_1)=0;
end

c2_2=c2+1;
if ((c2_2>0)&&(c2_2<=nh_max))
    cxht(c2_2)=0;
    cyht(c2_2)=0;
end

c3=c1-nh_max_x;
if ((c3>0)&&(c3<=nh_max))
    cxht(c3)=0;
    cyht(c3)=0;
end
c3_1=c3-1;
if ((c3_1>0)&&(c3_1<=nh_max))
    cxht(c3_1)=0;
    cyht(c3_1)=0;
end
c3_2=c3+1;
if ((c3_2>0)&&(c3_2<=nh_max))
    cxht(c3_2)=0;
    cyht(c3_2)=0;
end

b2=b2+1;
end
```

</CampoSolarMT.2.m>

%Eliminación de los heliostatos, para obtener únicamente un vector con las posiciones de los existentes.

%Contadores

```
w=1;
q=1;
nh=1;
```

%A estos nuevos vectores de coordenadas se les denominará cxh y cyh en lugar de como se venía haciendo cxht y cyht.

```
while (w<=nh_max)
    while ((cxht(w)==0)&&(cyht(w)==0))
        w=w+1;
    end
    cxh(q)=cxht(w);
    cyh(q)=cyht(w);
    w=w+1;
    q=q+1;
end
```

%Número de heliostatos

```
nh=length(cxh);
```

%Representación gráfica del campo de heliostatos y las torres  
%correspondientes



```
figure (1);  
plot(Lado_EO,Lado_NS)  
hold on;  
scatter (cxh,cyh,5,'s')  
hold on;  
scatter (cxt,cyt,'r')  
hold off;  
end
```

## **Eficiencia óptica de los heliostatos y potencia térmica que reciben los receptores** (Adaptado de Ignacio De Loizaga, 2013)

```
function [ef,p,sx,sy,sz,tx,ty,tz,d,T,Ptorre,nt,hora]=Parametro3(cxh,cyh,cxt,cyt)
```

```
%Introducción de los datos de radiación solar  
archivo='C:\Users\Ruben Herrero\Desktop\Radiacion dias.xlsx';  
hoja=1;  
rango1='A2:L16';  
rango2='A1:L1';
```

```
%Radiación solar directa incidente  
RDI=xlsread(archivo,hoja,rango1);
```

```
%Día del año  
N=xlsread(archivo,hoja,rango2);
```

```
%Número de heliostatos y número de torres existentes en el campo  
nt=length(cxt);  
nh=length(cxh);
```

```
%Inicialización de las matrices  
ef=zeros(nh,180);  
p=zeros(nh,180);  
T=zeros(nh,180);  
d=zeros(nh,180);
```

```
for q=1:12;  
for r=1:15;  
if RDI(r,q)~=0  
for i=1:nh;  
aux=0;  
for j=1:nt;  
  
[s,horas]=Sol(q,r,N);  
[t,D]=Torre(cxh,cyh,cxt,cyt,i,j);  
[w]=Angulo(s,t);  
[EF]=Eficiencia(w,D);  
[P]=Potencia(EF,RDI,q,r);
```

```
%Cálculo de los distintos parámetros, para un heliostato  
%con rendimiento óptico máximo orientado a la torre  
%correspondiente.  
if EF>=aux  
ef(i,(q-1)*15+r)=EF;  
p(i,(q-1)*15+r)=P;
```



```
T(i,(q-1)*15+r)=j;
sx(i,(q-1)*15+r)=s(1);
sy(i,(q-1)*15+r)=s(2);
sz(i,(q-1)*15+r)=s(3);
tx(i,(q-1)*15+r)=t(1);
ty(i,(q-1)*15+r)=t(2);
tz(i,(q-1)*15+r)=t(3);
d(i,(q-1)*15+r)=D;
hora(1,r)=horas;
aux=EF;
end
end
end
end
end
[Ptorre]=Calor(T,p,nt,RDI)

filename=('C:\Users\Ruben Herrero\Desktop\uni 4ºTFG\Casos\500000-30-t.xlsx');
[estado]=xlswrite(filename,nh,'1','A1');
if estado==0
    display('Ha fallado nh');
end
[estado]=xlswrite(filename,nt,'1','B1');
if estado==0
    display('Ha fallado nt');
end
[estado]=xlswrite(filename,Ptorre,'2','A1');
if estado==0
    display('Ha fallado Ptorre');
end
[estado]=xlswrite(filename,hora,'3','A1');
if estado==0
    display('Ha fallado hora');
end

end

function [s,horas]=Sol(q,r,N)
%Datos del emplazamiento elegido, La Luisiana
latitud=37.526;      %en grados
longitud=-5.227;    %en grados
%Hora solar
horas=r+4;
%Ángulos solares
hs=15*(horas-12);    %en grados
declinacion=23.45*sind(((360/365)*(284+N(1,q)))); %en grados
%Ángulo de altura solar
altura=asind((sind(declinacion)*sind(latitud))+(cosd(declinacion)*cosd(hs)*cosd(latitud)));
%en grados
%Ángulo azimutal
azimutal0=asind((cosd(declinacion)*sind(hs))/cosd(altura)); %en grados
%Correcciones ángulo azimutal debido a la posición relativa respecto a
%la línea Este-Oeste
if (cosd(hs)<=(tand(declinacion)/tand(latitud)))
    if(horas<=12)
        azimutal_1=-180+abs(azimutal0);
    else
        azimutal_1=180-azimutal0;
```



```
end
else
    azimutal_1=azimutal0;
end

%Expresión del ángulo azimutal tomando el norte como positivo
if (azimutal_1<=0)
    azimutal=180+azimutal_1;
else
    azimutal=-180+azimutal_1;
end

%Expresiones del vector que apunta al sol desde el centro del
%heliostato
sx=cosd(altura)*sind(azimutal);
sy=cosd(altura)*cosd(azimutal);
sz=sind(altura);
s=[sx sy sz];

end

function [t,D]=Torre(cxh,cyh,cxt,cyt,i,j)
    %Altura de la torre
    AT=16.7; %en metros %%%Caso monotorre AT=140;3
    %Distancia a nivel del terreno en metros
    D_suelo=sqrt((cxh(i)-cxt(j))^2+(cyh(i)-cyt(j))^2); %en metros
    %Distancia del centro del heliostato al receptor de la torre
    D=sqrt((D_suelo^2)+(AT^2));
    %Creación del vector que apunta a la torre
    tx=cxt(j)-cxh(i);
    ty=cyt(j)-cyh(i);
    tz=AT;
    t=[tx ty tz];
end

function [w]=Angulo(s,t)
    %Se calcula el ángulo a través del producto escalar de ambos vectores s
    %y t
    w=0.5*acos(dot(s,t)/(norm(s)*norm(t))); %en radianes
end

function [EF]=Eficiencia(w,D)
    %Reflectividad del espejo 0.88 y factor corrector de la limpieza del
    %espejo 0.95
    refl=0.88*0.95;
    %Factor de sombreado y bloqueo
    sb=0.9*0.95;
    %Factor de atenuación, función de la distancia a la torre, supuesta
    %menos que 1 km
    if (D<=1000)
        at=0.99321-0.000176*D+1.97e-8*D^2;
    else
        at=exp(-0.0001106*D);
    end
    %Factor de interceptación, área perpendicular al rayo incidente
```

<sup>3</sup> En el caso monotorre es necesario cambiar la altura del receptor a 140 metros.





```
Dr=1;          %en metros          %%%Caso monotorre Dr=8,4 m y Lt=10,5 m4
Lt=Dr;
Aperp=Dr*Lt;
%Radio equivalente, supuesto receptor cilíndrico.
r=sqrt(Aperp/pi);    %en metros
%Funciones error de Gauss
%Debido a la forma del sol
sigma_sun=2.51e-3;
%Debido a la calidad del rayo reflejado
sigma_s=0.94e-3;
sigma_bq=(2*sigma_s);
%Debido al efecto astigmático
hx=1.667;    %en metros
hy=1.667;    %en metros
d=sqrt(hx*hy);
Ht=d*abs(1-cos(w));
Ws=d*abs(cos(w)-1);
sigma_ast=(sqrt(0.5*(Ht^2+Ws^2)))/(4*D);
%Debido al sistema de seguimiento de los heliostatos
sigma_t=0.63e-3;
%Desviación estándar total
sigma_tot=sqrt(D^2*((sigma_sun^2)+(sigma_bq^2)+(sigma_ast^2)+(sigma_t^2)));
%Integral que define el factor
int=1-exp(-(r^2)/(2*(sigma_tot^2)));
%Eficiencia óptica
eo=cos(w);
%Rendimiento óptica
EF=refl*eo*at*sb*int;
end

5function [P]=Potencia(EF,RDI,q,r)
    %Calor reflejado por cada heliostato
    hx=1.667;    %Tamaño del heliostato en metros
    hy=hx;
    P=EF*RDI(r,q)*hx^2;
end

function [Ptorre]=Calor(T,p,nt,RDI)
    acum=0;
    k=1;
    c=1;

    for q=1:12
        for r=1:15
            if RDI(r,q)~=0
                while c<=nt
                    vector=find(T(:,r+15*(q-1))==c);
                    while k<=length(vector)
                        acum=acum+p((vector(k,1)),r+15*(q-1));
                        Ptorre(c+nt*(q-1),r)=acum;
                        k=k+1;
                    end
                    k=1;
                    c=c+1;
                end
            end
        end
    end
```

<sup>4</sup> En el caso monotorre, las dimensiones del receptor son de 8,4 metros de diámetro y 10,5 metros de altura

<sup>5</sup> Función Ptorre, elaboración propia



```
        acum=0;
        vector=0;
    end
    c=1;
end
end
end
end
```

## **Temperaturas de los tubos y de la sal, gastos máxicos y calores absorbidos e incidentes sobre los receptores** (elaboración propia)

%Limpiamos memoria

```
clear all
close all
clc
```

%Valores que introducimos para probar los bucles;

%Introducción de los datos de radiación solar

```
archivo='C:\Users\Ruben Herrero\Desktop\uni 4\TFG\Casos\500000\500000-15-1.xlsx';
```

%Número de heliostatos

```
nh=xlsread(archivo,'1','A1');
```

%Número de torres

```
nt=xlsread(archivo,'1','B1');
```

%Potencia recibida en cada torre

```
Ptorre=xlsread(archivo,'2','A1:O180');
```

%Hora solar

```
hora=xlsread(archivo,'3','A1:O1');
```

%Días

```
dias=12; %Uno representativo de cada mes
```

%Temperaturas de la sal en el generador de vapor

```
Tsal_fria=290+273.15; %en K
```

```
Tsal_cal=565+273.15; %en K
```

%Datos geométricos y características de los materiales

```
do=0.02; %en m
```

```
pt=((1/6)+1)*do; %separación entre centros de los tubos en m
```

e=0.00165; %espesor mínimo en m para media pulgada comercial, el que más se aproxima al diámetro seleccionado

```
di=do-2*e;
```

<sup>6</sup> Ht=1; %en m

<sup>7</sup> Dr=Ht; %receptor cilíndrico con misma altura que diámetro, pasa por el centro de los tubos

---

<sup>6</sup> En una configuración monotorre el valor de la altura Ht es de 10,5 metros

<sup>7</sup> En una configuración con un único receptor central, el valor del diámetro de la torre es de 8,4 metros.



```
 $N_{plado}=3;$  %número de paneles en un lado  
 $N_p=N_{plado}*2;$  %número total de paneles en una torre  
  
 $k_{acero}=21.95;$  %en W/mK a 650 °C para Incoloy alloy 800H  
 $N_t=floor(((2*pi*(Dr/2))/pt)/N_p)*N_p;$  %número de tubos del receptor diviendo la longitud de una  
circunferencia que pasa por el centro de los tubos entre la separación entre los centros de los  
mismos  
  
 $L_t=H_t*N_{plado};$  %en m, longitud de un tubo en el caso de que haya más de un panel por  
lado  
 $Tub\_panel=N_t/N_p;$  %tubos por panel  
 $N_{tubos\_efectivos}=Tub\_panel*2;$  %tubos por los que se introduce la sal en el receptor  
 $A_{torre}=pi*Dr*H_t;$  %área de la torre en m^2  
  
%Constantes  
 $g=9.81;$  %en m/s^2  
  
%Emisividades  
 $e_t=0.87;$  %aleación de níquel, Incoloy Alloy 800H  
 $e_{gr}=0.5;$  %emisividad suelo  
 $sigma=5.67e-8;$  %constante de Stefan-Boltzmann  
  
%Áreas  
 $A_t=pi*do*L_t;$  %Para un tubo  
 $A_r=pt*L_t;$   
 $A_c=A_r;$   
  
%Factores de visión  
 $x=1+((pt-do)/do);$   
 $F_{tt}=(2/pi)*(((x^2-1)^{0.5})+asin(1/x)-x);$  %tubo-tubo  
 $F_{ct}=((1-F_{tt})/2)*do*pi/pt;$  %cielo-tubo  
 $F_{cr}=1-F_{ct};$  %cielo-refractario  
 $F_{rt}=F_{ct};$  %refractario-tubo se cumple si  $A_c=A_r$   
  
%Velocidades horizontales del viento obtenidas de la estación meteorológica de la Luisiana  
 $v_{hor}=[1\ 1\ 2\ 2\ 2\ 1\ 1\ 1\ 1\ 1\ 1\ 1];$  %en m/s  
  
%Temperatura en el exterior en La Luisiana, para los días seleccionados  
 $T_{amb}=[281.15\ 283.15\ 287.15\ 288.15\ 291.15\ 299.15\ 299.15\ 300.15\ 297.15\ 291.15\ 285.15\ 283.15];$  %en K  
  
%Condiciones bucles  
 $tol=1e-2;$   
 $itermax=150;$   
 $itermax2=150;$   
  
%Inicialización de las matrices  
 $horas=length(hora);$   
 $m_{sal\_1tub}=zeros(dias,horas);$   
  
 $T_t=zeros(horas*nt*dias,itermax+1);$   
 $T_{sal\_out}=zeros(horas*nt*dias,itermax+1);$   
 $T_{sal\_in}=zeros(horas*nt*dias,1);$   
 $T_{prop\_sal}=zeros(horas*nt*dias,itermax+1);$   
 $acum=zeros(horas*nt*dias,itermax);$   
 $E_t=zeros(horas*nt*dias,itermax);$ 
```

<sup>8</sup> El receptor central de una configuración de una única torre dispone de 8 paneles por lado.



```
qt=zeros(horas*nt*dias,itermax);
Tt_ext=zeros(horas*nt*dias,itermax);
qsol=zeros(nt*dias,horas);
q_1tubo=zeros(dias,horas);
qalc_1tubo=zeros(dias,horas);
grad_1tubo=zeros(dias,horas);
sit=zeros(dias,horas);

%Gasto másico inicial que circula por las torres, supuesto igual
m_sal_inicial=0.15; %en kg/s
m_sal_1tub(:,1)=m_sal_inicial; %en kg/s

for q=1:dias %Bucle de los días

%Temperatura del cielo
Tcielo(1,q)=Tamb(1,q)-30 %en K, caso más desfavorable día despejado

%Iniciación potencia central
q_total=0;
q_1tubo(q,1)=0;
q_total2=0;
qalc_1tubo(q,1)=0;

%Iniciación bucle horas
r=1;

while(r<=horas)

if ((Ptorre((1+(q-1)*nt),r))~=0) %Bucle horas
%Cálculo de la emisividad equivalente del cielo
p=1.01325; %Presión atmosférica en bar
p_atm=p*1e3; %Presión del lugar para pasarla de bar a mbar necesario
en la fórmula emisividad cielo
inc_h(q,r)=0.013*cos(2*pi*hora(1,r)/24); %Corrección en función de la hora solar
inc_p=0.00012*(p_atm-1000);
Tbh=[6.5 8 11.5 11.3 13.5 17.3 17 18.25 17.3 15.25 9.5 8]; %Temperaturas de bulbo
húmedo obtenidas del diagrama psicrométrico para cada día seleccionado, conocida la
temperatura de bulbo seco y la humedad relativa, en Celsius
e_c(q,r)=(0.711+0.56*(Tbh(1,q)/100)+0.73*((Tbh(1,q)/100)^2))+inc_h(q,r)+inc_p;
e_eqc(q,r)=(e_c(q,r)+e_gr)/2;

%Temperatura equivalente del cielo
Teq_c(q,r)=(((e_c(q,r)*(Tcielo(1,q)^4)))+(e_gr*(Tamb(1,q)^4)))/(e_eqc(q,r)))^0.25;
%Temperatura equivalente del cielo necesaria en el circuito de radiación
c=1;
g_min=0;
acum_g(1)=10;
sit(q,r)=3;

while (acum_g(c)>tol)&&(c<=itermax2)
j=1;

%Guardar la torre j y la hora r para la que se realizan los
%cálculos
b=j;

%Si la temperatura de salida de la sal no es la adecuada eliminamos
%todo lo guardado
```



```
for j=1:nt
    for i=1:itermax
        Tsal_in(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=0;
        Et(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=0;
        qt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=0;
        Tt_ext(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=0;
        qsol(j+nt*(q-1),r)=0;
        Perd_conv(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=0;
    end
end

%Recuperamos los índices donde estábamos calculando
j=b;

%Eliminamos lo guardado en matrices con dimensiones distintas a las
%anteriores
for j=1:nt
    for i=1:itermax+1
        Tsal_out(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=0;
        Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=0;
        Tprop_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=0;
        acum(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=0;
    end
end

q_total=0;
q_total2=0;

%Recuperamos los índices donde estábamos calculando
j=b;

%Bucle para recorrer todas las torres del campo
while j<=nt

    %Calor recibido por un tubo en vatios
    qsol(j+nt*(q-1),r)=0.9*Ptorre(j+nt*(q-1),r)*Ac/Atorre; %Calor recibido por un tubo
    q_alcan=Ptorre(j+nt*(q-1),r)*Ac/Atorre;

    %Propiedades del aire caso más desfavorable, temperatura máxima del tubo 650°C más
    %ambiente 50 °C, por tanto 700/2=350 °C o 623.15 K
    k_aire=48.196e-3;
    alpha_aire=81.715e-6;
    mu_aire=313.532e-7;
    nu_aire=56.172e-6;
    cp_aire=1056.556;
    rho_aire=0.5597;
    Pr_aire=(mu_aire*cp_aire)/k_aire;

    %Inicialización del bucle iterativo
    i=1;

    %Condiciones termodinámicas iniciales
    Tt(nt*horas*(q-1)+(r-1)*nt+1,1)=300+273.15; %Temperatura exterior inicial em K, 5°C
    %más que la de la sal más fría

    Tsal_out(nt*horas*(q-1)+(r-1)*nt+1,1)=295+273.15; %Temperatura de salida de la sal en
    %K, suposición inicial un grado mayor que la sal más fría
    Tsal_in(nt*horas*(q-1)+(r-1)*nt+1,1)=Tsal_fria;
```



```
Tprop_sal(nt*horas*(q-1)+(r-1)*nt+1,1)=(((Tsal_out(nt*horas*(q-1)+(r-1)*nt+1,1)-  
273.15)+(Tsal_in(nt*horas*(q-1)+(r-1)*nt+1,1)-273.15))/2); %en °C para que sean correctas las  
expresiones
```

```
acum(:,1)=10;
```

```
%Emisividades de cuerpo negro
```

```
Ec(q,r)=sigma*Teq_c(q,r)^4;
```

```
%Bucle para calcular la temperatura exterior del tubo y de la sal para cada torre
```

```
while ((acum(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)>tol)&&(i<=itermax))
```

```
%Suposición inicial para comenzar la iteración
```

```
Et(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=sigma*Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)^4;
```

```
%Solución colocada
```

```
%x=[Jc; Jr; Jt];
```

```
%Balances en los nodos
```

```
A=[-(((e_eqc(q,r)*Ac)/(1-e_eqc(q,r)))+(Ac*Fcr)+(Ac*Fct)), Ac*Fcr, Ac*Fct;  
Ac*Fcr, -((Ac*Fcr)+(Ar*Frt)), Ar*Frt;  
Ac*Fct, Ar*Frt, -((Ac*Fct)+(Ar*Frt)+((e_t*At)/(1-e_t)))];
```

```
b=[-((Ec(q,r)*(e_eqc(q,r)*Ac))/(1-e_eqc(q,r)))-qsol(j+nt*(q-1),r); 0; -  
((Et(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)*(e_t*At))/(1-e_t))];
```

```
x=A\b;
```

```
%Guardar los valores en cada iteración
```

```
Jc=x(1);
```

```
Jr=x(2);
```

```
Jt=x(3);
```

```
%Obtención de qt radiación
```

```
qt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=((Jt-Et(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i))*(e_t*At))/(1-e_t);  
grad=qt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i);
```

```
%Propiedades de la sal, expresiones en °C
```

```
k_sal=0.443+1.9e-4*Tprop_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i); %W/m*K
```

```
rho_sal=2090-0.636*Tprop_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i); %kg/m^3
```

```
cp_sal=1443 + 0.172*Tprop_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i); %J/kg*K
```

```
visc_sal=22.714-(0.120*Tprop_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i))+(2.281e-  
4*(Tprop_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)^2))-(1.474e-7*(Tprop_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-  
1),i)^3)); %en mPa*s
```

```
Pr_sal=((visc_sal/1000)*cp_sal)/k_sal;
```

```
%Coeficiente de convección exterior (forzada y natural)
```

```
%Convección natural
```

```
beta=2/(Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)+Tamb(1,q));
```

```
Gr=(g*beta*abs(Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)-Tamb(1,q))*Ht^3)/nu_aire^2;
```

```
Nu_cn=0.098*(Gr^(1/3))*((Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)/Tamb(1,q))^(-0.14));
```

```
hcn=Nu_cn*k_aire/Ht;
```

```
%Convección forzada
```

```
if(v_hor(1,q)==0)
```

```
hcf=0;
```

```
else
```

```
rel=do/(Dr); %debe ser menor de 75e-5
```



```
Re_cf=rho_aire*v_hor(1,q)*Dr/mu_aire; %debe ser menor que 1e5
Nu_cf=0.3+0.488*(Re_cf^0.5)*(1+((Re_cf/282000)^0.625))^0.8;
hcf=Nu_cf*k_aire/Dr;

end

h=((hcf^3.2)+(hcn^3.2))^(1/3.2);

%Obtención temperatura de salida de la sal de los tubos
Perd_conv(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=h*At*(Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)-Tamb(1,q));
q_abs_1t=qt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)-Perd_conv(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i);
Tsal_out(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i+1)=Tsal_in(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)+(qt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)-Perd_conv(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i))/(m_sal_1tub(q,r)*cp_sal);

%Obtención de la resistencia total, convección interior y conducción,
%para calcular U*A
%Convección interior (correlación k1 y k2)
Re_int=(4*m_sal_1tub(q,r))/((visc_sal/1000)*pi*di);
f=1/(4*((1.82*log(Re_int)-1.64)^2));
k1=1+13.6*f;
k2=11.7+1.8*((Pr_sal)^(-1/3));
Nu_int=(0.5*f*Re_int*Pr_sal)/(k1+k2*((0.5*f)^(0.5))*(((Pr_sal)^(2/3))-1));
h_t=Nu_int*k_sal/di; %en W/m^2*K
R_int=(1/(h_t*pi*di*Lt)); %en W/K basada en el área exterior de un tubo

%Conducción en los tubos
R_cond=(log(do/di))/(2*pi*k_acero*Lt); %en W/K resistencia de
conducción en cilíndricas

%Cálculo de U*A
UA=1/(R_int+R_cond);

%Obtención de la temperatura exterior del tubo, balance entre qsal por
%medio de UA*Tml y de m*cp*(Tsal-Tent)
NTU=UA/(cp_sal*m_sal_1tub(q,r));

Tt_ext(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=(Tsal_out(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i+1)-
(Tsal_in(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)*(exp(-NTU)))/(1-exp(-NTU)));

if Tt_ext(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)<0
    Tt_ext(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=0;
end

%Siguiete iteración
i=i+1;

acum(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=abs(Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i-1)-
Tt_ext(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i-1));

%Temperatura del exterior de los tubos en la siguiente iteración
coef_d=0.3;

Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i-
1)+coef_d*(Tt_ext(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i-1)-Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i-1));

%Temperatura de propiedades de la sal
Tprop_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)=((Tsal_in(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)-
273.15)+(Tsal_out(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)-273.15))/2;
```





```
end    %Bucle iteración temperatura salida de la sal y tubo

if c==itermax2
    Tsalida_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsal_fria;

    Text_tubo(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsal_fria+10;

    Tsal_func(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=(Tsal_out((j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1)),i)+Tsal_out((j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1)),i-1))/2;

    Tt_func(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=(Tt((j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1)),i)+Tt((j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1)),i-1))/2;

else
    Tsalida_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsal_out((j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1)),i);
    Text_tubo(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i);
    Tsal_func(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsalida_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1);
    Tt_func(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Text_tubo(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1);
end

q_total=q_total+q_abs_1t;

q_total2=q_total2+q_alcan;

j=j+1; %Paso a la siguiente torre

%Seleccionamos los valores de la siguiente torre en relación a
%la salida de la anterior
if j<=nt
    Tsal_in(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsal_out((j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1))-1,i);
    Tt(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tt((j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1))-1,i)+10;
    Tsal_out(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsal_in(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)+5;

    Tprop_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=(((Tsal_in(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)+5)-273.15)+(Tsal_in(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)-273.15))/2);
end

end    %Bucle torres

%Iteración en el gasto másico que circula por las torres para
%obtener la temperatura de salida requerida en el ciclo de potencia
%para cada hora, según la temperatura de salida de la sal en la
%última torre
f_rel=0.5;

acum_f=abs(Tsal_out(nt+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)-Tsal_cal);

f_exc(q,r)=(Tsal_out(nt+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)-(Tsal_cal))/(Tsal_cal-Tsal_fria);

m_1tubo=(1+f_rel*f_exc(q,r))*m_sal_1tub(q,r);
vel_1tub(q,r)=m_1tubo/(rho_sal*((pi*di^2)/4));

if vel_1tub(q,r)<=1e-2
    g_min=g_min+1;
end
```



```
if (acum_f<=tol)|| (c==itermax2)
    m_sal_1tub(q,r)= m_sal_1tub(q,r);
    sit(q,r)=3;
else
    m_sal_1tub(q,r)=(1+f_rel*f_exc(q,r))*m_sal_1tub(q,r);
end

c=c+1;

acum_g(c)=abs(Tsal_out(nt+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),i)-Tsal_cal);

if ((f_exc(q,r)<=-1)|| (g_min>=2))

    q_total=0 ;

    q_total2=0;

    for j=1:nt
        Tsalida_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsal_fria;
        Text_tubo(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsal_fria+10;
    end

    m_sal_1tub(q,r)=0;

    sit(q,r)=1;

    break
end

end %Bucle temperatura salida de la última torre

q_1tubo(q,r)=q_total;      %en vatios

qalc_1tubo(q,r)=q_total2;

if c==itermax2+1

    sit(q,r)=2;

end

%Cambio a la hora siguiente
r=r+1;

%Gasto másico inicial en la hora siguiente igual al obtenido en la
%anterior
if (r<=horas)
    m_sal_1tub(q,r)=m_sal_inicial;
end

acum_g(1)=10;

else

    m_sal_1tub(q,r)=0;

    sit(q,r)=1;

    q_1tubo(q,r)=0 ;
```



```
qalc_1tubo(q,r)=0;

for j=1:nt
    Tsalida_sal(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsal_fria;
    Text_tubo(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsal_fria+10;
    Tsal_func(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsal_fria;
    Tt_func(j+nt*(r-1)+nt*horas*(q-1),1)=Tsal_fria+10;
end

r=r+1;

if (r<=horas)
    m_sal_1tub(q,r)=m_sal_inicial;
end

end

end %Bucle horas del día

q=q+1;

end %Bucle días seleccionados

for q=1:dias
    for r=1:horas
        Qabs_1tubo(q,r)=q_1tubo(q,r)*3600;    %Calor absorbido por un tubo en Julios
        Qalc_1tubo(q,r)=qalc_1tubo(q,r)*3600; %Calor recibido en el receptor por un tubo en
        Julios
    end
end
Precalentador

%Limpiamos memoria
clear all
close all
clc

%Temperaturas de la sal en el generador de vapor
Tsal_fria=290;    %en °C
Tsal_cal=565;    %en °C

%Temperaturas del agua en el generador de vapor
Tsat_agua=314.6;    %en °C del Cyclepad
Tbom=45.63;    %en °C del Cyclepad
Tapprox=Tsat_agua-10;    %en °C, valor escogido de 10 °C por debajo

%Pinch-point
p_p=10;
Tint_sal=Tsat_agua+p_p;    %en °C

%Gastos másicos
m_agua=1.711;    %en kg/s
m_sal=16.025;    %en kg/s

%Datos geométricos
do=0.0334;    %en metros
e=0.00338;    %en metros
```



```
di=do-2*e;           %en metros
pt=1.5*do;           %en metros
Np=2;                %número de pasos
CF=0.9;              %factor corrector holguras para dos pasos
Lb=0.07;             %en metros
k_acero=17.532;       %acero inoxidable AISI 304 a temperatura media del intercambiador
(45.63+324.6)/2 es 185.1 °C o 458.25 K

%Precalentador de agua
%Un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos
P_prec=(Tsal_fria-Tint_sal)/(Tbom-Tint_sal)
R_prec=(Tbom-Taprox)/(Tsal_fria-Tint_sal)

%De la gráfica un paso por la carcasa y un nº par de pasos por los tubos
%obtenemos NTU
NTU_prec=0.35;

%Calculamos el coeficiente de transferencia de calor global
%Temperatura media de la sal en el precalentador
Tm_sal=(Tsal_fria+Tint_sal)/2      %en °C

%Propiedades de la sal a esta temperatura
k_sal=0.443+1.9e-4*Tm_sal;          %W/m*K
rho_sal=2090-0.636*Tm_sal           %kg/m^3
cp_sal=1443+0.172*Tm_sal            %J/kg*K
visc_sal=22.714-(0.120*Tm_sal)+(2.281e-4*(Tm_sal^2))-(1.474e-7*(Tm_sal^3)) %en
mPa*s
Pr_sal=((visc_sal/1000)*cp_sal)/k_sal

%Temperatura media del agua
Tm_agua=(Taprox+Tbom)/2

%Propiedades del agua a la temperatura media (45.63+304.6)/2=175.115 °C y 105 bar,
%dejamos 10°C de aproximación para evitar formación de vapor empeore intercambio calor
k_agua=0.6858;          %WASP programa      %en W/mK
rho_agua=896.42         %en kg/m^3
cp_agua=4352.2          %en J/kg*K
visc_agua=1.560e-4      %en Pa*s
Pr_agua=(visc_agua*cp_agua)/k_agua;

%Número de tubos
Nt=100                  %Número entero y par

%Calculamos el coeficiente de transferencia de calor por el interior de los tubos
Re_sal=(4*m_sal*Np)/((visc_sal/1000)*Nt*pi*di)
f=(0.79*log(Re_sal)-1.64)^(-2);

h_t=(k_sal*((f/8)*(Re_sal-1000)*Pr_sal)/(1+12.7*(f/8)*((Pr_sal^(2/3))-1)))/di

%Calculamos el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa
%Diámetro de la carcasa, configuración triangular TLA=30°
Ds=((4*(3^0.5)*(pt^2)*Nt)/(pi^2*CF))^0.5      %en m
De=(4*(((3^0.5)*(pt^2))/2)-(pi*(do^2)/4))/(pi*do) %en m
Ss=(Ds*((pt-do)*Lb))/pt                      %en m^2
Re_agua=(m_agua*De)/(Ss*visc_agua)
h_s=(k_agua*0.36*((Re_agua)^0.55)*((Pr_agua)^1/3))/De %en W/m^2K

%Calculamos el coeficiente global de transferencia de calor
U=((1/h_s)+(do/(di*h_t))+((do*log(do/di))/(2*k_acero)))^-1
```



%Obtención del área de intercambio

$$A=(NTU_{prec}*(m_{sal}*cp_{sal}))/U$$

%Longitud de los tubos no puede superar los 15 o 20 metros

$$Lt=A/(Nt*\pi*do)$$

%Número de baffles

$$Nb=floor(Lt/Lb)$$

%Relación longitud tubos frente a diámetro de la carcasa, debe ser menor que 0.5

$$esb=Ds/Lt$$

%Longitud intercambiador

$$L_{prec}=Lt*1.2$$

## **Evaporador** (elaboración propia)

%Limpiamos memoria

clear all

close all

clc

%Constantes

$$g=9.81; \quad \% \text{en m/s}^2$$

%Temperaturas de la sal en el generador de vapor

$$Tsal\_fria=290; \quad \% \text{en } ^\circ\text{C}$$

$$Tsal\_cal=565; \quad \% \text{en } ^\circ\text{C}$$

%Temperaturas del agua en el generador de vapor

$$Tsat\_agua=314.6; \quad \% \text{en } ^\circ\text{C del Cyclepad}$$

$$Tbom=45.63; \quad \% \text{en } ^\circ\text{C del Cyclepad}$$

$$Tapprox=Tsat\_agua-10; \quad \% \text{en } ^\circ\text{C}$$

%Pinch-point

$$p\_p=10;$$

$$Tint\_sal=Tsat\_agua+p\_p; \quad \% \text{en } ^\circ\text{C}$$

%Gastos másicos

$$m\_agua=1.711;$$

$$m\_sal=16.025;$$

%Datos geométricos

$$do=0.0334; \quad \% \text{en metros}$$

$$e=0.00338; \quad \% \text{en metros}$$

$$di=do-2*e; \quad \% \text{en metros}$$

$$pt=1.5*do; \quad \% \text{en metros}$$

$$Np=2; \quad \% \text{número de pasos}$$

$$CF=0.9; \quad \% \text{factor corrector holguras para dos pasos}$$

$$Lb=0.24; \quad \% \text{en metros}$$

$$k\_acero=20.2956; \quad \% \text{acero inoxidable AISI 304 a temperatura media del intercambiador}$$

(304.6+419.9012)/2 es 362.25°C o 635.4 K



%Zona de generación de vapor, obtención de la temperatura necesaria para el cálculo de las propiedades

%Entalpía de cambio de fase

hf=1428720;      %en J/kg del Cyclepad, lado del agua  
hg=2715200;      %en J/kg del Cyclepad, lado del agua  
hfg=hg-hf;      %en J/kg

%Calor de cambio de fase

q\_cf=m\_agua\*hfg;

%Propiedades para el calor sensible, a la media de Taprox y Tsat que es 309.6 °C y 105 bar de presión

cp\_sen=5866;      %J/kgK

%Calor sensible

q\_sen=m\_agua\*cp\_sen\*(Tsat\_agua-Taprox);

%Calor intercambiado, cambio de fase en la parte del agua y calor sensible debido a la Taprox de 10 °C menos que la de saturación del agua

q=q\_cf+q\_sen;      %en W

%Contador de iteraciones, tolerancia y número máximo de iteraciones

tol=1e-3;  
itermax=6;  
i=1;

%Inicialización bucle

T\_prop0=(Tint\_sal+Tsal\_cal)/2;  
cp\_sal=1443 + 0.172\*T\_prop0;  
Tsal\_cf=Tint\_sal;  
acum=10\*tol;

%Bucle para obtener la temperatura de la sal a la entrada del generador  
%de vapor

**while** ((acum>tol) && (i<itermax))

i=i+1;  
Tsal\_cf\_old=Tsal\_cf;  
Tsal\_cf=(q/(m\_sal\*cp\_sal))+Tint\_sal;

T\_prop=(Tint\_sal+Tsal\_cf)/2;

cp\_sal=1443 + 0.172\*T\_prop;

acum=abs(Tsal\_cf-Tsal\_cf\_old);

**end**

%Diseño del intercambiador

%Un paso por la carcasa y dos pasos por los tubos

P\_pg=(Tint\_sal-Tsal\_cf)/(Taprox-Tsal\_cf)  
R\_pg=(Taprox-Tsat\_agua)/(Tint\_sal-Tsal\_cf)

%De la gráfica un paso por la carcasa y un nº par de pasos por los tubos obtenemos NTU



```
NTU_gen=2;

%Número de tubos
Nt=200;                                %Número entero y par

%Calculamos el coeficiente de transferencia de calor global
%Propiedades de la sal en la zona de generación
k_sal_cf=0.443+1.9e-4*T_prop;            %W/m*K
rho_sal_cf=2090-0.636*T_prop             %kg/m^3
cp_sal_cf=1443 + 0.172*T_prop            %J/kg*K
visc_sal_cf=22.714-(0.120*T_prop)+(2.281e-4*(T_prop^2))-(1.474e-7*(T_prop^3)) %en
mPa*s
Pr_sal_cf=((visc_sal_cf/1000)*cp_sal_cf)/k_sal_cf

%Propiedades del agua (líquida) a la temperatura saturación 314.6 °C y 105 bar
k_agua=0.508;                          %WASP programa      %en W/mK
rho_agua=680.03                        %en kg/m^3
cp_agua=6064.8;                        %en J/kg*K
visc_agua=0.8036e-4                   %en Pa*s
Pr_agua=(visc_agua*cp_agua)/k_agua;
sigma_agua=0.01104;                   %en N/m

%Calculamos el coeficiente de transferencia de calor por el interior de
%los tubos
Re_sal=(4*m_sal*Np)/((visc_sal_cf/1000)*Nt*pi*di)
f=(0.79*log(Re_sal)-1.64)^-2;          %3000<=Re_sal<5e6
h_t=(k_sal_cf*((f/8)*(Re_sal-1000)*Pr_sal_cf)/((1+12.7*(f/8)*((Pr_sal_cf^(2/3))-1)))/di
%Se debe cumplir lo del Reynolds y que 0.5<=Pr_sal<=2000

%Calculamos el coeficiente de transferencia de calor del lado de la
%carcasa (estimación)
%Diámetro de la carcasa, configuración triangular TLA=30°
Ds=((4*(3^0.5)*(pt^2)*Nt)/(pi^2*CF))^0.5 %en m
De=(4*(((3^0.5)*(pt^2))/2)-(pi*(do^2)/4)))/(pi*do) %en m
Ss=(Ds*((pt-do)*Lb))/pt                 %en m^2
Re_agua=(m_agua*De)/(Ss*visc_agua)

%Cálculo el coeficiente de transferencia de calor

%Suposición temperatura exterior del tubo, 8 °C por encima de
%saturación del agua
Tso=Tsat_agua+8;

%Convección natural exterior al tubo de la fase líquida por eso
%propiedades a Tsat
%Propiedades a temperatura saturación 314,6 °C Y 105 bar
nu_agua=visc_agua/rho_agua;
alpha_agua=nu_agua/Pr_agua;

%Correlacion
Tinf=Tsat_agua; %Suposición de la temperatura alrededor como la de saturación
Tf=(Tso+Tinf)/2; %Temperatura de película, media entre exterior de tubo y saturación
b=1/Tf;
Ra_do=(g*b*abs(Tso-Tinf)*(do^3))/(nu_agua*alpha_agua) %Ra_do<=1e12
Nu_s=(0.6+((0.387*(Ra_do^(1/6)))/((1+((0.559/Pr_agua)^(9/16)))^(8/27)))));
h_cf_cn=(Nu_s*k_agua)/do

%Correlación ebullición nucleada
%Calor latente equivalente
```





```
h_lat_vap=hfg+cp_sen*(Tsat_agua-Taprox); %en J/kg

%Propiedades vapor a Tsat 314.6 °C y 105 bar
k_vapor_sat=0.07986; %en W/mK
rho_vapor_sat=59.014; %en kg/m^3
cp_vapor_sat=7436.0; %en J/kg*K
visc_vapor_sat=0.2055e-4 %en Pa*s
Pr_vapor_sat=(visc_vapor_sat*cp_vapor_sat)/k_vapor_sat;
P_vapor_sat=105*101325; %en bar cambiado a Pa

%Propiedades a la temperatura del exterior del tubo 322.6 °C
P_vap_so=116.82*101325; %en bar cambiado a Pa

%Correlación Forster-Zuber, ebullición nucleada
Te=Tso-Tsat_agua;
P_vap=P_vap_so-P_vapor_sat;

h_cf_en=0.00122*(((k_agua)^0.79)*((cp_agua)^0.45)*((rho_agua)^0.79)*((Te)^0.24)*((P_vap)^0.75))/(((sigma_agua)^0.5)*((visc_agua)^0.29)*((h_lat_vap)^0.24)*((rho_vapor_sat)^0.24))
%en W/m^2K

%Correlación ebullición banco de tubos
Db=Ds; %diámetro exterior a todos los tubos igual que la carcasa, en m
C1=0.866; %corrección disposición de tubos triangular
Fb=1+0.1*(((0.785*Db)/(C1*((pt/do)^2)*do))-1)^0.75;
h_s=h_cf_cn*Fb+h_cf_en

%Teniendo en cuenta el coeficiente de cambio de fase
%Calculamos el coeficiente global de transferencia de calor
U=((1/h_s)+(do/(di*h_t))+((do*log(do/di))/(2*k_acero)))^-1

%Obtención del área de intercambio
A=(NTU_gen*(m_sal*cp_sal_cf))/U

%Longitud de los tubos no puede superar los 15 o 20 metros
Lt=A/(Nt*pi*do)

%Diámetro de la carcasa
Dcarcasa=Ds*1.3

%Relación longitud tubos frente a diámetro de la carcasa, debe ser menor
%que 0.5
esb=Ds/Lt

%Longitud intercambiador
L_gen=Lt*1.4
```

## **Sobrecalentador** (elaboración propia)

%Limpiamos memoria

```
clear all
close all
clc
```

%Temperaturas de la sal en el generador de vapor

```
Tsal_fria=290; %en °C
```



Tsal\_cal=565;      %en °C

%Temperaturas del agua en el generador de vapor

Tsat\_agua=314.6;      %en °C del Cyclepad

Tbom=45.63;      %en °C del Cyclepad

Tout\_agua=540;      %en °C

Taprox=Tsat\_agua-10;      %en °C

%Pinch-point

p\_p=10;

Tint\_sal=Tsat\_agua+p\_p;      %en °C

%Gastos máxicos

m\_agua=1.711;

m\_sal=16.025;

%Datos geométricos

do=0.0334;      %en metros

e=0.00338;      %en metros

di=do-2\*e;      %en metros

pt=1.5\*do;      %en metros

Np=2;      %número de pasos por carcasa

CF=0.9;      %factor corrector holguras para dos pasos

Lb=0.24;      %en metros

k\_acero=21.381;      %acero inoxidable AISI 304 a temperatura media del intercambiador  
(314.6+565)/2 es 439.8°C o 712.95 K

Nc=3;      %número de carcasas

%Zona de generación de vapor, obtención de la temperatura necesaria para el cálculo de las propiedades

%Entalpía de cambio de fase

hf=1428720;      %en J/kg del Cyclepad, lado del agua

hg=2715200;      %en J/kg del Cyclepad, lado del agua

hfg=hg-hf;      %en J/kg

%Calor de cambio de fase

q\_cf=m\_agua\*hfg;

%Propiedades para el calor sensible, a la media de Taprox y Tsat que es 309.6 °C y 105 bar de

%presión

cp\_sen=5866;      %J/kgK

%Calor sensible

q\_sen=m\_agua\*cp\_sen\*(Tsat\_agua-Taprox);

%Calor intercambiado, cambio de fase en la parte del agua y calor sensible debido a la Taprox

%de 10 °C menos que la de saturación del agua

q=q\_cf+q\_sen;      %en W

%Contador de iteraciones, tolerancia y número máximo de

%iteraciones

tol=1e-3;

itermax=6;

i=1;

%Iniciación bucle

T\_prop0=(Tint\_sal+Tsal\_cal)/2;



```
cp_sal=1443 + 0.172*T_prop0;
Tsal_cf=Tint_sal;
acum=10*tol;

%Bucle para obtener la temperatura de la sal a la entrada del generador
%de vapor

while ((acum>tol) && (i<itermax))

    i=i+1;
    Tsal_cf_old=Tsal_cf;
    Tsal_cf=(q/(m_sal*cp_sal))+Tint_sal;
    T_prop=(Tint_sal+Tsal_cf)/2;

    cp_sal=1443 + 0.172*T_prop;

    acum=abs(Tsal_cf-Tsal_cf_old);

end

%Diseño del intercambiador
%Tres pasos por la carcasa y dos pasos por los tubos
P_pg=(Tsal_cf-Tsal_cal)/(Tsat_agua-Tsal_cal)
R_pg=(Tsat_agua-Tout_agua)/(Tsal_cf-Tsal_cal)

%De la gráfica de tres pasos por la carcasa y un nº par de pasos por los tubos obtenemos NTU
NTU_sob=4;

%Calculamos el coeficiente de transferencia de calor global
%Temperatura media de la sal en el sobrecalentador
Tm_sal=(Tsal_cf+Tsal_cal)/2;      %en °C

%Propiedades de la sal a esta temperatura
k_sal_sob=0.443+1.9e-4*Tm_sal;      %W/m*K
rho_sal_sob=2090-0.636*Tm_sal      %kg/m^3
cp_sal_sob=1443+0.172*Tm_sal      %J/kg*K
visc_sal_sob=22.714-(0.120*Tm_sal)+(2.281e-4*(Tm_sal^2))-(1.474e-7*(Tm_sal^3))
%en mPa*s
Pr_sal_sob=((visc_sal_sob/1000)*cp_sal_sob)/k_sal_sob

%Temperatura media del vapor
Tm_agua=(Tsat_agua+Tout_agua)/2;      %en °C

%Propiedades del vapor a la temperatura media (540+314.6)/2 y 105 bar
k_vapor=0.06921;      %WASP programa      %en W/mK
rho_vapor=37.408      %en kg/m^3
cp_vapor=2895.8      %en J/kg*K
visc_vapor=0.2635e-4      %en Pa*s
Pr_vapor=(visc_vapor*cp_vapor)/k_vapor;

%Número de tubos
Nt=800;      %Número entero y par

%Calculamos el coeficiente de transferencia de calor por el interior de
%los tubos
Re_sal=(4*m_sal*Np)/((visc_sal_sob/1000)*Nt*pi*di)
f=(0.79*log(Re_sal)-1.64)^-2;      %3000<=Re_sal<5e6
h_t=(k_sal_sob*((f/8)*(Re_sal-1000)*Pr_sal_sob)/(1+12.7*(f/8)*((Pr_sal_sob^(2/3))-1)))/di
%Se debe cumplir lo del Reynolds y que 0.5<=Pr_sal<=2000
```



```
%Calculamos el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa
%Díámetro de la carcasa, configuración triangular TLA=30°
Ds=((4*(3^0.5)*(pt^2)*Nt)/(pi*2*CF))^0.5           %en m
De=(4*(((3^0.5)*(pt^2))/2)-(pi*(do^2)/4)))/(pi*do)   %en m
Ss=(Ds*((pt-do)*Lb))/pt                           %en m^2
Re_vapor=(m_agua*De)/(Ss*visc_vapor)
h_s=(k_vapor*0.36*((Re_vapor)^0.55)*((Pr_vapor)^1/3))/De %en W/m^2K

%Calculamos el coeficiente global de transferencia de calor
U=((1/h_s)+(do/(di*h_t))+((do*log(do/di))/(2*k_acero)))^-1

%Obtención del área de intercambio
A=(NTU_sob*(m_sal*cp_sal_sob))/U

%Longitud de los tubos no puede superar los 15 o 20 metros
%Lt=A/(Nt*pi*do)
Lt=A/(Nt*pi*do*Nc)

%Número de baffles
Nb=floor(Lt/Lb)

%Relación longitud tubos frente a diámetro de la carcasa, debe ser menor
%que 0.5
esb=Ds/Lt

%Longitud intercambiador
L_sob=Lt*1.2
```

